BULETINUL ŞTIINŢIFIC ŞI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC
TIMIŞOARA

SERIE NOUĂ

Tomul 11 (25) Fasc. 1

IANUARIE — IUNIE
— 1966 —

1989

F

7474

Budapesti Műszaki Egyetem
Központi Könyvtára
Folyóirattár
P 210/1967

COMITETUL DE REDACȚIE :

Prof. ing. Gh. Silas (redactor responsabil), prof. ing. C. Avram, membru corespondent al Acad. R.S.R., prof. dr. docent C. Drăgulescu, membru al Academiei R.S.R., prof. dr. docent ing. Șt. Nădășan, membru al Academiei R.S.R., prof. dr. ing. I. Anton, membru corespondent al Acad. R.S.R., prof. ing. Al. Rogojan, prof. dr. ing. T. Dordea, prof. ing. V. Gheorghiu, prof. ing. D. Mateescu și prof. dr. docent I. Nanu.

Conf. Dr. Ing. NICOLAE BOBOESCU

În ziua de 17 mai 1966, s-a stins din viață după o scurtă și grea suferință conferențarul Dr. ing. Nicolae Boboescu, decanul Facultății de mecanică a Institutului politehnic Timișoara.

Conferențiarul Dr. ing. Nicolae Boboescu s-a născut la 7 iulie 1926 la Cărbunari, raionul Moldova Nouă, regiunea Banat, dintr-o familie de muncitori. Din anul 1941 urmează cursurile de ucenici la Combinatul metalurgic Reșița, iar după aceea Școala tehnică metalurgică.

După absolvirea Școlii metalurgice s-a înscris la Facultatea de mecanică pe care a absolvit-o în 1953, obținînd diploma de inginer cu merit în specialitatea mașini cu abur.

Din anul 1953 a funcționat la Catedra de mașini termice avînd următoarele funcții didactice : asistent (1953—1958), șef de lucrări (1958—1960), conferențiar din 1960 (atestat în 1965).

Pe baza activității susținute pe care a depus-o, în perioada 1955—1960, în vederea calificării superioare prin doctorat a obținut în anul 1960 titlul de doctor inginer.

Dotat cu o inteligență vie de la începutul carierii sale didactice a reușit să cuprindă și să aprofundeze cele mai dificile probleme ale științei și tehnicii, pe care apoi le-a folosit cu succes la îndrumarea studenților, la lucrările de laborator, proiectele de an și de diplomă și cursurile pe care le-a predat.

Într-un interval de timp scurt, de numai cîțiva ani de cînd și-a început activitatea a comunicat și publicat 25 lucrări științifice, în afară de lucrările tehnice și metodice științifice. A redactat cursul „Centrale termice de forță și gospodărirea căldurii", apărut în Editura didactică și pedagogică București.

Maturitatea gîndirii lui științifice rezultă nu numai din numărul și nivelul lucrărilor, ci și dirijarea lor pe două linii de cercetare importante:

— Transmiterea căldurii cu schimb de substanță, pentru care pe lîngă lucrările publicate, a realizat o instalație experimentală la nivelul cercetărilor mondiale în acest domeniu, în care și-a susținut și teza de doctorat.

— Studiul și cercetarea ventilelor de reglare monoscaun pentru turbine cu abur. O parte din lucrările cu această tematică au obținut premiul III al Ministerului Învățămîntului.

Ca decan al Facultății de mecanică agricolă s-a ocupat cu înzestrarea acesteia cu noi laboratoare, instalații moderne, contribuind la îmbunătățirea activității didactice și științifice. Această activitate și-a continuat-o apoi cu mult succes ca decan al Facultății de mecanică.

Prodigioasa și multilaterala activitate științifică, didactică și organizatorică a fost îmbinată armonios cu o vastă activitate politică, obștească și educativă.

Începînd din anul 1958 a fost membru al Partidului Comunist Român în cadrul și sub îndrumarea căruia și-a dus în permanență activitatea.

Pentru merite deosebite în muncă a fost decorat cu ordinul Muncii cl. III.

În persoana conferențiarului Dr. ing. Nicolae Boboescu institutul nostru a pierdut un cadru didactic de înaltă valoare științifică și didactică, un conducător și un educator încercat.

Activitatea sa, de talentat om de știință, cadru didactic și organizator vor rămîne o pildă vie pentru toți aceia care l-au cunoscut și care îi vor păstra cu deosebit respect și cu dragoste memoria.

BULETINUL ȘTIINȚIFIC ȘI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN TIMIȘOARA

Seria II, Tom 11 (25), Fasc. 1. Ianuarie-Iunie 1966

SUMAR:

I. *MATEMATICA — FIZICA — MECANICA*

Pag.

DORINA BENGHIA, B. D. CRSTICI, Formule de adițiune analoage cu formule de adițiune ale lui V. Alaci 11
T. BINZARU, V. OIȚĂ, L. VUC, (Formulă de cuadratură cu nodurile „*a*" și „*b*" și alte două noduri, unul interior și altul exterior intervalului (a, b) 19
E. BURLACU, Folosirea simboalelor zecimale în cazul funcționării reale 25
B. CRSTICI, ȘT. MATEI, Ecuația funcțională a lui Cauchy într-o algebră 31
ȘT. A. FILIPESCU, Sisteme de ecuații funcționale tip „V. Alaci" . . 39
I. ISTRATESCU, GH. CONSTANTIN, Asupra unor algebre care generalizează algebra funcțiilor analitice pe cerc 49
GH. SILAȘ, L. BRÎNDEU, Regimurile periodice staționare ale mecanismelor vibropercutanate cu amortizare vîscoasă avînd un grad de libertate 53

II. *CHIMIE*

D. BECHERESCU, FR. WINTER, S. FLONDOR-STRĂIN, Reacția bioxidului de zirconiu cu cobalt metalic la temperaturi înalte . . 59
C. DRĂGULESCU, D. LAZĂR-JUCU, R. KUZMAN-ANTON, O nouă metodă de dozare voluntară a bismutului 69
C. DRĂGULESCU, MARIA MITRĂNESCU, Titrări cu fenosfranina indicator 73
C. DRĂGULESCU, OLGA GOGU, P. TRIBUNESCU, Studiul precipitării magneziului din soluțiile obținute la descompunerea serpentinei cu HNO_3 81
I. NANU, VIRGINIA BOBOESCU, ROZALIA RUS, CH. SIMON, Studiul unor proprietăți de plastifiant a unor esteri alifatici . . . 91
I. NANU, GR. POP, Cercetări în domeniul copolimerilor acetatului de vinil 99

III. *ȘTIINȚE TEHNICE*

A. ANGHEL, Contribuție la studiul pierderilor în tuburile de aspirație ale turbinelor 107
V. BARBU, H. THEIL, D. NEGRU, F. NEISS, Cercetări experimentale asupra unui turbionator frigorific bidimensional 117
M. BĂNĂRESCU, T. RAICA, A. FERENCZ, Contribuții la studiul posibilităților de utilizare a combustibililor grei autohtoni în motoarele Diesel 131
V. BERINDEAN, N. CARAMAVRU, Contribuții la problema folosirii combustibililor ușori pentru motoare cu aprindere prin compresiune rapide 141
N. BOBOESCU, N. OANCEA, Asupra ecuațiilor de schimb de căldură și substanță în medii bifazice 151

A. DREUCEAN, C. CRISTIUNEA, I. HAJDU, Considerații privind calculul sensibilității și de rezistență a unui tip de dinamometru cu traductori pneumatici pentru măsurarea componentelor forței de așchiere la strunjire 161
I. FITERO, Contribuții la studiul regimului de scurgere în camerele spirale de secțiune dreptunghiulară 175
FR. KOVACS, O nouă metodă analitică pentru calculul perimetrilor cinematici ai mecanismelor plane de clasa II-a. Determinarea deplasărilor 187
M. PECULEA, Randamentul termodinamic al ciclurilor frigorifice legate în cascadă 201
T. RAICA, A. FERENCZ, Contribuții la studiul injectoarelor cu știft cu unghi de conicitate negativ 213
C. UNGUREANU, H. GUTMAYER, FR. NEISS, Contribuții la studiul finetii și uniformității pulverizării în cazul injectoarelor turbionare cu aer de înaltă presiune 221
I. VLĂDEA, H. THEIL, EL. NEACȘU, FR. NEISS, Studiul experimental al radiatoarelor de apă de pe locomotiva 0-60-DA 233
I. ZĂGĂNESCU, P. SULEA, G. MUNTEAN, T. TANASOIU, Frînarea cu disc a boghiurilor diamond de la vagoanele de marfă pe patru osii (I) 243
M. BRAȘOVAN, I. ȘORA, HORTENSIA RUSU, Metoda pentru determinarea pe cale experimentală a inductivităților la mașina de curent continuu cu excitație separată 253
I. BRAȘOVAN, Legătura inversă în transformatoarele de curent continuu 261
T. MUREȘAN, Comparator tranzistorizat pentru compensatoare numerice automate 267
V. NEGRU, Influiența întrerupătorului asupra procesului tranzistoriu de deconectare a liniilor în gol 277
B. OPRENDECK, D. FARCAȘ, Programul de lucru și programarea calculatorului numeric MECIPT-1 pentru controlul statistic de serie al mașinilor asincrone 287
C. ȘORA, I. POPA, V. LĂPUȘANU, S. DOBRE, D. DABA, Folosirea generatorului Hall în probleme de analiză armonică . . . 297
D. TEODORESCU, Asupra unui element de ecuație cu tensiune de alimentare critică 305
R. FRIEDERICH, GERDA FRIEDERICH, Calculul exact al unor structuri utilizînd coeficienții de repartiție și transmitere 313
C. JURA, Contribuție la stabilirea caracteristicilor energetice și anticavitaționale ale hidroejectoarelor cilindrice aplicate la spălarea filtrelor 321
N. GHEORGHIU, I. FEIMER, Asupra coeficientului de frecare la transmisiile prin curele trapezoidale 335
M. MODIGA, M. CĂPROIU, I. IONESCU, N. IONESCU, I. DANILA, L. SCALEȚCHI, Studiul experimental al parametrilor constructivi și funcționali ai mașinii de fibrat furaje grosiere . . . 345
A. ȘANDRU, L. SCALEȚCHI, I. NICU, Contribuții la stabilirea regimului optim de deplasare al agregatelor de semănat 357

NOTE

D. BOTH, Contribuții la lipirea electrică prin presiune a alamei cu argint 367

*
* *

A XII-a Sesiune de comunicări a cadrelor didactice de la Institutul politehnic Timișoara 373
Teze de doctorat susținute la Institutul politehnic Timișoara în anul 1965 376

НАУЧНО—ТЕХНИЧЕСКИЙ БЮЛЛЕТЕНЬ
ТИМИШОРСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия II, Том 11 (25) Выпуск I. Январь—июнь 1966.

СОДЕРЖАНИЕ

I. МАТЕМАТИКА — ФИЗИКА — МЕХАНИКА

ДОИНА БЕНГИЯ, Б. КРСТИЧ, Формулы сложения аналогичные формулам сложения В. Алача 11

Т. БЫНЗАРУ, В. ОИЦА, Л. ВУК, Формула квадратуры с узлами «a» и «b» и двумя другими узлами, одним внутренним и другим внешним интервалу (a, b) 19

Е. БУРЛАКУ, Использование десятичных символов в случае действительной работы 25

Б. КРСТИЧ, Шт. МАТЕЙ, Функциональное уравнение Коши в алгебре Бонаха 31

А. ФИЛИПЕСКУ, Системы функциональных уравнений типа В. Алач 39

И. ИСТРЭЦЕСКУ, Г. КОНСТАНТИН О некоторых алгебрах, которые обобщают алгебру аналитических функций на круге . 49

Г. СИЛАШ, Л. БРЫНДЕУ, Периодические стационарные режимы виброударных механизмов с вязкой амортизацией, имеющих одну степень свободы 53

II. ХИМИЯ

Д. БЕКЕРЕСКУ, ФР. ВИНТЕР, С. ФЛОНДОР-СТРАИН, Реакция двуокиси циркония с металлическим кобальтом при высоких температурах 59

К. ДРЭГУЛЕСКУ, Д. ЛАЗЭР-ЖУКУ, Р. КУЗМАН-АНТОН, Новый метод объемной дозировки бисмута 69

К. ДРЭГУЛЕСКУ, МАРИЯ МИТРАНЕСКУ, Титрование феносафранином индикатором 73

К. ДРЭГУЛЕСКУ, ОЛГА ГОГУ, П. ТРИБУНЕСКУ, Исследование осаждения магния из растворов полученных при разложении змеевика с HNO_3 81

И. НАНУ, ВИРГИНИЯ БОБОЕСКУ, РОЗАЛИЯ РУС Г. СИМОН, Изучение пластифицирующей способности некоторых алифатических эфиров пропан 2,2'-бис (п-фенилен оксиуксусной) кислоты 91

И. НАНУ, Гр. ПОП, Исследование в области сополимеров винилацетата с эфирами малеиновой кислоты 99

III. ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

А. АНГЕЛ, К изучению потерь во всасывающих трубах турбин . . 107

В. БАБРБУ, Г. ТЕЙЛ, Д. НЕГРУ, Ф. НАЙСС, Экспериментальные исследования двухразмерного охлаждающего завихрителя . . 117

М. БЭНЭРЕСКУ, Т. РАЙКА, А. ФЕРЕНЦ, К изучению возможностей использования тяжелых топлив в дизельных двигателях . 131

В. БЕРИНДЯН, Н. КАРАМАВРУ, К вопросу использования легких топлив для быстроходных двигателей с воспламенением от сжатия 141

Н. БОБОЕСКУ, Н. ОАНЧЕА, Об уравнениях теплообмена и обмена вещества в двухфазных средах 151

А. ДРЕУЧЯНУ, Примечания относительно чувствительности и прочности нового типа динамометра с пневматическими датчиками для измерения составляющих силы резания при обточке . . 161
И. ФИТЕРО К изучению режима течения в спиральных камерах прямоугольного сечения 175
ФР. КОВАЧ, Новый аналитический метод расчета кинематических параметров движения плоских механизмов второго класса. Определение перемещений 187
М. ПЕКУЛЕА, Термодинамический к.п.д. охлаждающих циклов связанных в каскад 201
Т. РАЙКА, А. ФЕРЕНЦ, К изучению штифтовых инжекторов с отрицательным углом конусности 213
К. УНГУРЕАНУ, Г. ГУТМАЙЕР, ФР. НАЙСС, К исследованию тонкости и равномерности распыления вихревыми воздушными инжекторами высокого давления 221
И. ВЛЭДЯ, Г. ТАЙЛ, ЕЛ. НЯКШУ, Ф. НАЙСС, Экспериментальное изучение водяных радиаторов электротепловоза 0-60-ДА . 233
И. ЗЭГЭНЕСКУ, Р. СУЛЯ, Г. МУНТЯНУ, Т. ТЭНЭСОЮ, Дисковое торможение тележек даймонд четырехосных товарных вагонов 243
М. БРАШОВАН, И. ШОРА ХОРТЕНСЯ РУСУ, Метод экспериментального определения индуктивностей машины постоянного тока с отдельным возбуждением 253
И. БРАШОВАН, Обратная связь в трансформаторах постоянного тока 261
Т. МУРЕШАН, Транзисторный компаратор для автоматических компенсаторов 267
В. НЕГРУ, Влияние выключателя на переходный процесс отключения холостых линий 277
В. ОПРЕНДЕК, В. ФАРКАШ, Программа и программирование цифровой счетной машины МЕСІРТ-1 для статического контроля серии асинхронных машин 287
С. ШОРА, И. ПОПА, В. ЛЭПУШАНУ, С. ДОБРЕ, Д. ДАБА, Использование генератора холла в проблемах анализа гармоник . . 297
Д. ТЕОДОРЕСКУ, В связи с некоторым выполняющим элементом с критическим напряжением питания 305
Р. ФРИДЕРИХ, ГЕРДА ФРИДРИХ, Точный расчет нескольких стержневых систем с использованием коэффициентов распределения и переноса 313
К. ЖУРА, К определению энергетических и противокавитационных характеристик циллиндрических гидроэжекторов применяемых для очистки фильтров 321
Н. ГЕОРГИУ, И. ФАЙМЕР, О коэффициенте трения в клиноременной передаче 335
М. МОДИГЭ, М. КЭПРОЮ, И. ИОНЕСКУ, Н. ИОНЕСКУ, И. ДЭНИЛЭ, Л. СКАЛЕЦКИ, Экспериментальное исследование строительных и функциональных параметров машины для фибрирования грубого фуража 345
А. ШАНДРУ, Л. СКАЛЕЦКИ, К установлению оптимального режима перемещения агрегатов 357

ЗАМЕТКИ

Д. БОТ, Электрическая приварка под давлением серебрянных пластинок на медные контакты 367

*

* *

XII-я Сессия докладов педагогического персонала Тимишорского политехнического института 373
Докторские диссертации которые защищались в 1965 году на Тимишорском политехническом институте и были утверждены Высшей дипломной комиссией 376

BULLETIN SCIENTIFIQUE ET TECHNIQUE
DE
L'INSTITUT POLYTECHNIQUE DE TIMIŞOARA

II-ème serie, tome 11 (25), Fascicole 1 Janvier-Juin 1966

SOMMAIRE:

I. *MATHEMATIQUE — PHYSIQUE — MECANIQUE*

DORINA BENGHIA, B. D. CRSTICI, Formules d'addition analogues aux formules d'addition de V. Alaci 11

T. BRINZARU, V. OIȚĂ, L. VUC, Quadraturformel mit den Knoten *a* und *b* und anderen zwei Knoten, einem inneren und einem äusseren des Intervalles 19

E. BURLACU, Benützung der Dezimal-Symbolen im Falle der Reellen Funktionierung 25

B. D. CRSTICI, ȘT. MATEI, L'équation fonctionnelle de Cauchy dans une algèbre de Banach 31

A. ȘT. FILIPESCU, Funktionalgleichungssysteme von der Art Alaci . 39

I. ISTRĂTESCU, GH. CONSTANTIN, On some algebras that generalize the algebra of analytical functions on the circle 49

GH. SILAȘ, L. BRINDEU, Les régimes périodiques stationnaires des mécanismes vibropercutants à amortissement visqueux ayant un degré de liberté 53

II. *CHIMIE*

D. BECHERESCU, FR. WINTER, S. FLONDOR-STRĂIN, Die Reaktion von ZrO_2 mit Kobalt bei hohen Temperaturen 59

C. DRĂGULESCU, D. LAZĂR-JUCU, R. KUZMAN-ANTON, Ein neues Verfahren zur massanalytischen Bestimmung von Wismut . . 69

C. DRĂGULESCU, MARIA MITRĂNESCU, Titrierungen mit Phenosafranin als Indikator 73

C. DRĂGULESCU, OLGA GOGU, P. TRIBUNESCU, Étude de la précipitation du magnésium des solutions obtenues de la decomposition de la serpentine a HNO_3. I. — La precipitation en tant que $Mg(OH)_2$ 81

I. NANU, VIRGINIA BOBOESCU, ROZALIA RUS, GH. SIMON, Untersuchung der Weichmachereigenschaften einiger Ester der Propan-2,2-bis (p-phenylenoxyessigsäure) 91

I. NANU, GR. POP, Über Copolymere von Vinylacetat mit Maleisäureestern. I. Mitteilungsbeiträge zur Synthese einiger Diester der Maleisäure 99

III. *SCIENCES TECHNIQUES*

A. ANGHEL, Beiträge zum Studium der Druckverluste in Saugrohren von Turbinen 107

V. BARBU, H. THEIL, F. NEISS, D. NEGRU, Experimentelle Untersuchungen eines zweidimensionalen Wirbelrohres 117

M. BĂNĂRESCU, T. RAICA, A. FERENCZ, Beiträge zum Studium der Verwendungsmöglichkeiten von inländischen Schwerölen in Dieselmotoren 131

V. BERINDEAN, N. CARAMAVRU, Contributions au problème de l'emploie des combustibles légères puour les moteurs à allumage par compression à grande vitesse 141

N. BOBOESCU, N. OANCEA, Über die Gleichungen des Wärmeüberganges und Stoffaustausches in Zweiphasengemischen . . 151

A. DREUCEAN, C. CRISTUINEA, I. HAJDU, Considérations sur le calcul de la sensibilité et résistance d'un certain type de dynamomètre á traducteurs pneumatiques pour le mesurage des composantes de l'effort de coupe au tournage 161
I. FITERO, Beitrag zum Studium des Strömungszustandes in Spiralgehäusen von rechteckigem Querschnitt 175
F. KOVÁCS, Eine neue analytische Methode zur Berechnung kinematischer Parameter der ebenen Gelenkgetriebe zweiter Klasse. Bestimmung der Bewegung 187
M. PECULEA, Der thermodynamische Wirkungsgrad von Kältekreisprozessen in Kadkadenschaltung 201
T. RAICA, A. FERENCZ, Beiträge zum Studium von Zapfendüsen mit negativem Konizitätswinkel 213
C. UNGUREANU, H. GUTMAYER, FR. NEISS, Beitrag zum Studium der Zerstäubungsfeinheit und Gleichförmigkeit bei Wirbelstrominjektoren mit Hochdruckluft 221
I. VLĂDEA, H. THEIL, EL. NEACȘU, F. NEISS, Experimentelle Untersuchungen des Wasserkühlers der Lokomotive 0-60-DA . . . 233
I. ZĂGĂNESCU, P. SULEA, G. MUNTEAN, T. TĂNĂSOIU, Freinage à disque aux boggies diamond des wagons à marchandise sur quatre essieux. (I). 243
M. BRAȘOVAN, I. ȘORA, HORTENSIA RUSU, Methode für die experimentelle Bestimmung der Induktivitäten bei Gleichstrommaschinen mit unabhängiger Erregung 253
I. BRAȘOVAN, Rückkopplung in Gleichstromwandlern 261
T. MUREȘAN, Transistorisierter Komparator für schnelle digitale Kompensatoren 267
V. NEGRU, Influence de l'interrupteur sur le procés transitoire de déclanchement des lignes ouvertes 277
B. OPRENDECK, D. FARCAȘ, Das Arbeitsprogramm und die Programmierung des Digitalrechners MECIPT-1 zur statischen Serienkontrolle von Asynchronmaschinen 287
C. ȘORA, I. POPA, V. LĂPUȘAN, S. DOBRE. D. DABA, Die Anwendung des Hallgenerators in Aufgaben armonischer Analyse . . . 297
D. TEODORESCU, Sur un element de reglage avec tension d'alimentation critique 305
R. FRIEDRICH, GERDA FRIEDRICH, Genaue Berechnung einiger Stabtragwerke unter Verwendung der Ausgleich- und Fortleitungszahlen 313
C. JURA, Contribution a l'établissement des caractéristique énergetiques et anticavitationelles des hydroéjecteurs cilindriques appliqués au lavage des filtres 321
N. GHEORGHIU, I. FEIMER, Sur les coefficient de frottement dans les transmissions par curroies trapézoidales 335
M. MODIGA, M. CĂPROIU, I. IONESCU, N. IONESCU, I. DANILĂ, L. SCALEȚCHI, Versuchsstudium über Konstruktion und Funktionsparametern der Zerfaserungsmaschine für Stengelfutter . 345
A. ȘANDRU, L. SCALEȚCHI, I. NICU, Contributions à l'établissement du régime optimum de déplacement des agrégats à ensemensement 357

NOTE

D. BOTH, Beiträge zum Widerstandsstumpflöten von Silberplättchen auf Messingkontakten 367

*
* *

Die Arbeitstagung der Hochschulgemeinschaft der Technischen Hochschule zu Timișoara 373
Doktor-Dissertationen von der Technische Hochschule zu Timișoara . 376

FORMULE DE ADIȚIUNE ANALOAGE CU FORMULELE DE ADIȚIUNE ALE LUI V. ALACI *

DE

DORINA BENGHIA și B. D. CRSTICI

1. Teoremele de adiţiune

$$f(x+y)=F[f(x),f(y)] \tag{1}$$

sînt tratate atît în teoria funcţiilor clasice cît şi în analiza funcţională (vezi [1]). Printre acestea un loc important îl ocupă teoremele în care $F(u,v)$ este o funcţie raţională. V. Alaci [2] a studiat două formule de adiţiune de forma

$$f(x+y)=\frac{R[f(x)]+R[f(y)]}{1+R[f(x)]+R[f(y)]-R[f(x)]R[f(y)]} \tag{2}$$

cu

$$R(u)=\frac{u}{1-u} \tag{3}$$

şi

$$g(x+y)=\frac{1-R[g(x)]R[g(y)]}{1+R[g(x)]+R[g(y)]-R[g(x)]R[g(y)]} \tag{4}$$

cu

$$R(u)=\frac{1-u}{u}. \tag{5}$$

Aceste formule sînt verificate de funcţiile pătratice introduse de V. Alaci [3]. Monografia despre aceste funcţii a fost la timpul său premiată de către Academia Română [4]. V. Alaci găseşte pentru ecuaţiile funcţionale (2)—(3) şi (4)—(5) printr-o metodă personală soluţii continue, folosind un rezultat al lui Th. Angheluţă [5].

* Rezultatele comunicate la Sesiunea ştiinţifică a cadrelor didactice din I.P.T. la data de 18—20 martie 1966.

2. Propunîndu-ne să încercăm un studiu al formulelor Alaci de adiţiune pentru funcţii vectoriale, într-o primă etapă considerăm formulele analoage :

$$f(x+y)=\frac{R[f(x)]+R[f(y)]}{1+R[f(x)]+R[f(y)]+R[f(x)]R[f(y)]} \tag{6}$$

cu

$$R(u)=\frac{u-a}{b-u},\quad a+b=1,\quad a\neq b \tag{7}$$

şi

$$g(x+y)=\frac{1+R[g(x)]R[g(y)]}{1+R[g(x)]+R[g(y)]+R[g(x)]R[g(y)]} \tag{8}$$

cu

$$R(u)=\frac{1-a-u}{u+b-1}. \tag{9}$$

Formulele (6) şi (8) cu (7) respectiv (9) devin polinomiale şi deci extinderea lor la funcţii matriciale este imediată.

3. Ecuaţia (6)—(7) este de tipul unei formule de adiţiune polinomiale

$$(a-b)^2f(x+y)=-2f(x)f(y)+f(x)+f(y)-2ab. \tag{10}$$

Se ştie [6] că o formulă de adiţiune polinomială are ca soluţie generală măsurabilă o funcţie liniară sau o funcţie liniară de funcţie exponenţială. In cazul nostru este de forma :

$$f(x)=\alpha e^{\beta x}+\gamma. \tag{11}$$

Inlocuind în (10) obţinem

$$\begin{aligned}&(a-b)^2\alpha+2\alpha^2=0\\&2\alpha\gamma-\alpha=0\\&2\gamma^2-[2-(a-b)^2]\gamma+2ab=0.\end{aligned} \tag{12}$$

Sistemul (12) este compatibil în cazul admis $a+b=1$ şi ne dă

$$\begin{aligned}&\alpha=0,\quad \gamma=\frac{1}{2}\\&\alpha=-\frac{(a-b)^2}{2},\quad \gamma=\frac{1}{2}.\end{aligned} \tag{13}$$

Deci funcţiile

$$f(x)=\frac{1}{2},\quad f(x)=\frac{1}{2}-\frac{(a-b)^2}{2}e^{\alpha x} \tag{14}$$

cu α constantă arbitrară, verifică ecuaţia (10).

Alte soluţii măsurabile ecuaţia nu are deoarece prin schimbarea de funcţie

$$f(x)=\frac{1}{2}-\frac{(a-b)^2}{2}\varphi(x) \tag{15}$$

se constată că se reduce la ecuaţia lui Cauchy

$$\varphi(x+y)=\varphi(x)\varphi(y) \tag{16}$$

care are ca soluţie generală măsurabilă

$$\varphi(x)=e^{ax}, \quad \varphi(x)=0 \tag{17}$$

4. În cele ce urmează ne propunem să extindem metoda lui V. Alaci din [2] la cazul tratat de noi. Pentru aceasta vom face schimbarea de funcţie:

$$f(x)=\frac{[1+(a-b)^2]\varphi(x)+[1-(a-b)^2]\psi(x)}{2[\varphi(x)+\psi(x)]} \tag{18}$$

cu $\varphi(x)+\psi(x)\neq 0$ pentru orice x.

Avem două cazuri

1°. $\varphi(x)=\psi(x)$ (19)

2°. $\exists x_0 : \varphi(x_0)\neq\psi(x_0)$ (20)

În cazul 1° obţinem soluţia

$$f(x)=\frac{1}{2}. \tag{21}$$

În cazul 2° se poate arăta că $\varphi(x)\neq\psi(x)$ pentru orice x.

În acest al doilea caz ecuaţia (10) se reduce prin calcule succesive la sistemul

$$\begin{cases} \lambda(x,y)\varphi(x+y)=\varphi(x)\psi(y)+\varphi(y)\psi(x) \\ \lambda(x,y)\psi(x+y)=\varphi(x)\varphi(y)+\psi(x)\psi(y) \end{cases} \tag{22}$$

Matricial sistemul se scrie

$$\lambda(x,y)\begin{bmatrix} \psi(x+y) & \varphi(x+y) \\ \varphi(x+y) & \psi(x+y) \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} \psi(x) & \varphi(x) \\ \varphi(x) & \psi(x) \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \psi(y) & \varphi(y) \\ \varphi(y) & \psi(y) \end{bmatrix}. \tag{23}$$

Pe lîngă ecuaţia (23) avem:

$$\lambda(x,y)\begin{bmatrix} \psi(x+y) & -\varphi(x+y) \\ -\varphi(x+y) & \psi(x+y) \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} \psi(x) & -\psi(x) \\ -\varphi(x) & \psi(x) \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \psi(y) & -\varphi(y) \\ -\varphi(y) & \psi(y) \end{bmatrix}. \tag{24}$$

Putem considera cîtul de matrici

$$A(x)=\frac{\begin{bmatrix} \psi(x) & \varphi(x) \\ \varphi(x) & \psi(x) \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} \psi(x) & -\varphi(x) \\ -\varphi(x) & \psi(x) \end{bmatrix}} \tag{25}$$

care este o matrice de aceeaşi formă ca şi numărătorul şi numitorul. Împărţind (23) cu (24) obţinem

$$A(x+y)=A(x)A(y) \tag{26}$$

Soluţia măsurabilă a acestei ecuaţii cu condiţia $A(0)=E$ unde E este matricea unitate, este

$$A(x)=\exp\left(\begin{bmatrix} a & b \\ b & a \end{bmatrix}\right) \tag{27}$$

sau

$$A(x)=\exp\left\{a\begin{bmatrix}1&0\\0&1\end{bmatrix}x\right\}\exp\left\{b\begin{bmatrix}0&1\\1&0\end{bmatrix}x\right\} \tag{28}$$

$$A(x)=\begin{bmatrix}1&0\\0&1\end{bmatrix}e^{ax}\left\{\begin{bmatrix}1&0\\0&1\end{bmatrix}\operatorname{ch}bx+\begin{bmatrix}0&1\\1&0\end{bmatrix}\operatorname{sh}bx\right\}=$$

$$=\begin{bmatrix}e^{ax}\operatorname{ch}bx & e^{ax}\operatorname{sh}bx\\ e^{ax}\operatorname{sh}bx & e^{ax}\operatorname{ch}bx\end{bmatrix}.$$

Avem atunci

$$\begin{bmatrix}\psi(x) & \varphi(x)\\ \varphi(x) & \psi(x)\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}e^{ax}\operatorname{ch}bx & e^{ax}\operatorname{sh}bx\\ e^{ax}\operatorname{sh}bx & e^{ax}\operatorname{ch}bx\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\psi(x) & -\varphi(x)\\ -\varphi(x) & \psi(x)\end{bmatrix}. \tag{29}$$

Din (29) obținem

$$\begin{cases}e^{ax}\operatorname{sh}bx\,\varphi(x)+(1-e^{ax}\operatorname{ch}bx)\psi(x)=0\\ (1+e^{ax}\operatorname{ch}bx)\varphi(x)-e^{ax}\operatorname{sh}bx\,\psi(x)=0\end{cases} \tag{30}$$

sistem care are soluții nenule dacă și numai dacă $a=0$. În acest caz obținem

$$\frac{\varphi(x)}{\operatorname{sh}bx}=\frac{\psi(x)}{1+\operatorname{ch}bx}$$

sau

$$\frac{\varphi(x)}{2\operatorname{sh}\frac{b}{2}x\operatorname{ch}\frac{b}{2}x}=\frac{\psi(x)}{2\operatorname{ch}\frac{b}{2}x} \tag{31}$$

$$\frac{\varphi(x)}{\operatorname{sh}x}=\frac{\psi(x)}{\operatorname{ch}x} \tag{31'}$$

notînd $b=2$, unde $A(x)$ este o funcție măsurabilă arbitrară. Impunînd funcțiilor $\varphi(x)$ și $\psi(x)$ date de (31) să verifice sistemul (22), obținem:

$$\lambda(x,y)=\frac{A(x)A(y)}{A(x+y)} \tag{32}$$

Evident putem scrie $A(x)=e^{ax}B(x)$ unde $B(x)$ este o altă funcție măsurabilă a sistemului (22) cu $\varphi(0)=0$ și $\psi(0)=1$.

$$\begin{aligned}\varphi(x)&=B(x)e^{ax}\operatorname{sh}\beta x\\ \psi(x)&=B(x)e^{ax}\operatorname{ch}\beta x\\ \lambda(x,y)&=\frac{B(x)B(y)}{B(x+y)}\end{aligned} \tag{33}$$

cu α, β constante arbitrare și $B(x)$ funcție arbitrară. Dacă $\lambda(x,y)=1$, atunci $B(x+y)=B(x)B(y)$ deci $B(x)=e^{\gamma x}$ și deci soluția sistemului (22) este

$$\varphi(x)=e^{\delta x}\operatorname{sh}\beta x,\quad \psi(x)=e^{\delta x}\operatorname{ch}\beta x \tag{34}$$

Revenind la (18) obţinem soluţia măsurabilă a ecuaţiei (10)

$$f(x)=\frac{[1+(a-b)^2\,\mathrm{th}\,\beta x+[1-(a-b)^2]}{2(\mathrm{th}\,\beta x+1)}. \tag{35}$$

Transformînd tangenta hiperbolică se obţine :

$$f(x)=\frac{1}{2}-\frac{(a-b)^2}{2}e^{\alpha x}.$$

Am obţinut prin urmare că soluţia generală măsurabilă a ecuaţiei (10), integrată prin metoda Alaci este

$$f(x)=\frac{1}{2} \quad \text{şi} \quad f(x)=\frac{1}{2}-\frac{(a-b)^2}{2}e^{\alpha x}$$

soluţie obţinută şi prin metoda de la punctul 3.

În ceea ce priveşte ecuaţia (8)—(9) ea se integrează la fel.

5. Prof. Oct. Em. Gheorghiu [7] a studiat o clasă de formule de adiţiune, care conţine ambele formule Alaci de adiţiune. În rezolvarea ecuaţiei funcţionale corespunzătoare D-sa a folosit un rezultat al lui M. Ghermănescu [8]. În cele ce urmează considerăm clasa de ecuaţii funcţionale analoagă cu cea din [7], în rezolvarea căreia ne folosim de rezultatul găsit în legătură cu sistemul (22).

Această clasă de formule de adiţiune este

$$F(x+y)=\frac{[a(cd-ab)+c(ad-bc)]F(x)F(y)+(d^2-b^2)[aF(x)+aF(y)+b]}{(a^2-c^2)[aF(x)F(y)+bF(x)+bF(y)]+[b(ab-cd)+d(ad-bc)}. \tag{36}$$

Ca şi mai sus în metoda lui Alaci, vom introduce două funcţii auxiliare de data aceasta prin relaţia :

$$F(x)=\frac{G(x)}{H(x)} \tag{37}$$

cu condiţia evidentă $H(x)\neq 0$ pentru orice x.

Ecuaţia (36) în funcţiile auxiliare introduse devine

$$\frac{G(x+y)}{[a(cd-ab)+c(ad-bc)]G(x)G(y)+(d^2-b^2)[aG(x)H(x)+aG(y)H(x)+bH(x)H(y)]}=$$

$$=\frac{H(x+y)}{(a^2-c^2)[aG(x)G(y)+bG(x)H(y)+bG(y)H(x)]+[b(ab-cd)+d(ad-bc)]H(x)H(y)}.$$

Urmînd metoda din [7], valoarea comună a acestor două rapoarte o notăm cu $\frac{1}{\lambda(x,\,y)}$. Obţinem atunci sistemul :

$$\begin{cases} \lambda(x,y)G(x+y)=[a(cd-ab)+c(ad-bc)]G(x)G(y)+ \\ \qquad +(d^2-b^2)[aG(x)H(y)+aG(y)H(y)+bH(x)H(y)] \\ \lambda(x,y)H(x+y)=(a^2-c^2)[aG(x)G(y)+bG(x)H(y)+bG(y)H(x)]+ \\ \qquad +[b(ab-cd)+d(ad-bc)]H(x)H(y) \end{cases} \tag{38}$$

Din sistemul (38) obţinem :

$$\begin{cases} \lambda(x,y)[aG(x+y)+bH(x+y)]=2ac(ad-bc)G(x)G(y)+ \\ \quad +(ad-bc)(ab+cd)\cdot[G(x)H(y)+G(y)H(x)]+2bd(ad-bc)H(x)H(y) \\ \lambda(x,y)[cG(x+y)+dH(x+y)]=a^2+c^2)(ad-bc)G(x)G(y)+ \\ +(ad-bc)(ab+cd)\cdot[G(x)H(y)+G(y)H(x)]+(b^2+d^2)(ad-bc)H(x)H(y) \end{cases}$$

Presupunem că $ad-bc\neq 0$, împărţind cu el şi ordonînd obţinem

$$\begin{aligned} \frac{\lambda(x,y)}{ad-bc}[aG(x+y)+bH(x+y)] &= [aG(x)+bH(x)]\cdot[cG(y)+dH(y)]+ \\ &\quad +[cG(x)+dH(x)][aG(y)+bH(y)] \\ \frac{\lambda(x,y)}{ad-bc}[cG(x+y)+dH(x+y)] &= [aG(x)+bH(x)][aG(y)+bH(y)]+ \\ &\quad +[cG(x)+dH(x)][cG(y)+dH(y)] \end{aligned} \tag{39}$$

Se observă că făcînd

$$\begin{aligned} \varphi(x) &= aG(x)+bH(x) \\ \psi(x) &= cG(x)+dH(x) \end{aligned} \quad \text{unde } ad-bc\neq 0 \tag{40}$$

sistemul (39) devine

$$\begin{aligned} \lambda'(x,y)\,\varphi(x+y) &= \varphi(x)\psi(y)+\varphi(y)\psi(x) \\ \lambda'(x,y)\,\psi'(x+y) &= \varphi(x)\varphi(y)+\psi(x)\psi(y) \end{aligned} \tag{41}$$

Bazîndu-ne pe cele găsite la punctul 4 cu privire la rezolvarea sistemului (22), avem soluţiile sistemului (41)

$$\begin{aligned} \varphi(x) &= A(x)e^{ax}\operatorname{ch}\beta x \\ \psi(x) &= A(x)e^{ax}\operatorname{sh}\beta x \\ \lambda'(x,y) &= \frac{A(x)A(y)}{A(x+y)} \end{aligned} \tag{42}$$

unde $A(x)$ este o funcţie măsurabilă arbitrară.

Din sistemul (40) rezultă :

$$\begin{aligned} G(x) &= \frac{d\varphi(x)-b\psi(x)}{ad-bc} \\ H(x) &= \frac{-c\varphi(x)+a\psi(x)}{ad-bc}. \end{aligned} \tag{43}$$

Înlocuind soluţiile (42) în relaţiile (43) obţinem :

$$G(x)=\frac{A(x)e^{ax}(d\operatorname{sh}\beta x-b\operatorname{ch}\beta x)}{ad-bc}$$

$$H(x)=\frac{A(x)e^{ax}(-c\operatorname{sh}\beta x+a\operatorname{ch}\beta x)}{ad-bc}$$

de unde

$$F(x)=\frac{d\,\mathrm{th}\,\beta x-b}{a-c\,\mathrm{th}\,x}. \tag{44}$$

Pentru $a=d=-c=1$, $b=0$ obţinem ecuaţia $F(x+y)=F(x)F(y)$ cu soluţia $F(x)=\frac{1}{2}-\frac{1}{2}e^{ax}$.

Observaţie: La punctul 4 am rezolvat sistemul (22) în ipoteza $\varphi(x)\neq\psi(x)$ pentru orice x şi $\varphi(x)+\psi(x)\neq 0$ pentru orice x. Este evident că acest sistem admite şi soluţia $\varphi(x)=0$, $\psi(x)=0$ şi $\lambda(x,y)$ arbitrar. În cazul $\lambda(x,y)=1$ se ştiu şi soluţiile pentru care nu sînt satisfăcute condiţiile de mai sus:

$$\varphi(x)=\frac{1}{2}e^{ax} \quad \text{şi} \quad \psi(x)=\frac{1}{2}e^{ax}$$

$$\varphi(x)=\frac{1}{2}e^{ax} \quad \text{şi} \quad \psi(x)=-\frac{1}{2}e^{ax}.$$

În acest caz sistemul (41) devine:

$$\begin{cases} \frac{1}{ad-bc}\varphi(x+y)=\varphi(x)\psi(y)+\psi(x)\varphi(y) \\ \frac{1}{ad-bc}\psi(x+y)=\varphi(x)\varphi(y)+\psi(x)\psi(y) \end{cases}$$

În cazul $ad-bc=1$, $a\neq c$ şi $a\neq -c$ avem în plus

$$G(x)=\frac{d}{2}e^{ax}-\frac{b}{2}e^{ax} \quad \text{şi} \quad H(x)=\frac{c}{2}e^{ax}+\frac{a}{2}e^{ax}$$

de unde

$$F(x)=\frac{d-b}{a-c}$$

şi

$$G(x)=\frac{d}{2}e^{ax}+\frac{b}{2}e^{ax} \quad \text{şi} \quad H(x)=-\frac{c}{2}e^{ax}-\frac{a}{2}e^{ax}$$

de unde

$$F(x)=-\frac{d+b}{a+c}.$$

În cazul particular $a=d=-c=1$ şi $b=0$ obţinem şi soluţia:

$$F(x)=\frac{1}{2}.$$

BIBLIOGRAFIE

1. E. Hille, R. Philips, *Functional Analysis and Semi-Groups*, Providence, Revised Edition, 1957, p. 292—315.
2. V. Alaci, Sur deux équations fonctionnelles, Cluj, 1943, Mathematica, t. XIX, p. 23—25.
3. V. Alaci, Studiul unor funcţii periodice care admit o formulă de adiţiune raţională în raport cu ele însăşi, Bucureşti, Gazeta matematică, 1912, p. 1—20.
4. V. Alaci, *Trigonometria pătratică*, Timişoara, 1939, p. 17—21.
5. Th. Angheluţă, Sur deux systèmes d'équations fonctionnelles, Cluj, Mathematica, t. XIX, p. 19—22.
6. J. Aczél, Vorlesungen über Funktionalgleichungen und ihre Anwendungen, Berlin, 1961, p. 59—61.
7. Oct. Em. Gheorghiu, Uber eine Klasse von Funktionalgleichungen. L'enseingnement Mathématique, 1964, t. X, fasc. 3—4, p. 245—247.
8. M. Ghermănescu, Caractérisation fonctionnelle des fonctions trigonométriques, Bull. Inst. Polyt. Jassy, 1949, t. IV, p. 362—368.

ФОРМУЛЫ СЛОЖЕНИЯ АНАЛОГИЧНЫЕ ФОРМУЛАМ СЛОЖЕНИЯ В. АЛАЧА

(РЕЗЮМЕ)

Авторы рассматривают теоремы сложения (6)—(7) и (8)—(9), аналогичные теоремам сложения для функций В. Алача spx и cpx. Авторы решают эти функциональные уравнения в измеримых функциях методом В. Алача. Затем рассматривают класс формул сложения (36), который решают пользуясь методом кроф. Окт. Эм. Георгиу. В работе рассматривается также систем функциональных уравнений (22) в случае $\varphi(0)=0$ и $\psi(0)=1$. Решение этой системы данно формулой (33).

FORMULES D'ADDITION ANALOGUES AUX FORMULES D'ADDITION DE V. ALACI

(RÉSUMÉ)

On considère les formules d'addition (6)—(7) et (8)—(9) qui sont analogues aux formules d'addition pour les fonctions de V. Alaci spx et cpx. On trouve des solutions mesurables pour ces équations fonctionnelles en utilisant le méthode de V. Alaci. On considère puis la classe des formules d'addition (36), laquelle est résolue par un méthode dû à Prof. Oct. Em. Gheorghiu. Dans ce travail on résout aussi le système d'équations fonctionnelles (22) dans l'hypotèse $\varphi(0)=0$ et $\psi(0)=1$. La solution de ce système est donnée par (33).

FORMULĂ DE CUADRATURĂ CU NODURILE a ŞI b ŞI ALTE DOUĂ NODURI, UNUL INTERIOR ŞI ALTUL EXTERIOR INTERVALULUI (a, b) *

DE

T. BINZARU, V. OIŢĂ, L. VUC

I. Pînă în prezent au fost studiate formule de cuadratură cu nodurile a şi b şi alte două noduri simetrice faţă de mijlocul intervalului (a, b), ambele interioare sau ambele exterioare intervalului. De asemenea D. V. Ionescu [3] studiază o formulă de cuadratură cu nodurile $a, a+h, a+2h$ şi un nod variabil $a+\lambda h$ unde $0<\lambda<1$.

În lucrarea de faţă se studiază o formulă de cuadratură în care pe lîngă nodurile a şi $b=a+h$ se consideră două noduri variabile unul interior şi altul exterior intervalului, şi influenţa lor asupra graficului funcţiei $y=\varphi(x)$.

II. Se consideră integrala

$$I=\int_a^b f(x)dx,\ b>a \tag{1}$$

unde $f(x)$ este o funcţie de clasa C^5 definită într-un interval (a', b') care include intervalul $[a, b]$.

Fie u o valoare numerică astfel ca $0<u<b-a$ şi x_1, x_2 nodurile date de formulele:

$$x_1=a+u,\ x_2=b+u \tag{2}$$

deci există repartiţia.

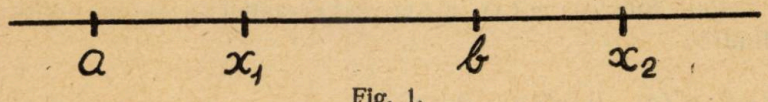


Fig. 1.

Pentru $u=0$ nodurile a şi b devin noduri duble şi se obţine formula de cuadratură a lui N. Obreschkoff ([1] cap. I, p. 55):

---

* Lucrare comunicată la a XII-a Sesiune ştiinţifică a cadrelor didactice din I.P.T., 18—20 martie 1966.

$$\int_a^b f(x)dx=\frac{b-a}{2}[f(a)+f(b)]-\frac{(b-a)^2}{12}[f'(b)-f'(a)]+$$
$$+\frac{1}{24}\int_a^b (x-a)^2(b-x)^2 f^{(4)}(x)dx \tag{3}$$

Pentru $u=b-a=h$, nodul $b=a+h$ devine dublu și se obține formula:

$$\int_a^b f(x)dx=\frac{h}{24}[7f(a)+16f(a+h)-18f'(a+h)+f(a+2h)]+$$
$$+\int_a^{a+2h}\varphi(x)f^{(4)}(x)dx \tag{4}$$

aceeași ca și cea obținută de D. V. Ionescu [3] pentru $\lambda=1$.

Pentru $0<u<b-a$, la intervalele $[a, x_1]$, $[x_1, b]$, $[b, x_2]$ (fig. 1) se atașează funcțiile $\varphi_1(x)$, $\varphi_2(x)$, $\varphi_3(x)$ integrale ale ecuațiilor diferențiale

$$\varphi_1^{(4)}(x)=1,\ \varphi_2^{(4)}(x)=1,\ \varphi_3^{(4)}(x)=0 \tag{5}$$

Integrala (1) se scrie atunci:

$$I=\int_a^b f(x)dx=\int_a^{x_1}\varphi_1^{(4)}(x)f(x)dx+\int_{x_1}^b\varphi_2^{(4)}(x)f(x)dx+\int_b^{x_2}\varphi_3^{(4)}(x)f(x)dx$$

și aplicînd formula generalizată de integrare prin părți se obține:

$$\int_a^b f(x)dx=|\varphi_1'''(x)f(x)-\varphi_1''(x)f'(x)+\varphi_1'(x)f''(x)-\varphi_1(x)f'''(x)|_a^{x_1}+$$
$$+\int_a^{x_1}\varphi_1(x)f^{(4)}(x)dx+|\varphi_2'''(x)f(x)-\varphi_2''(x)f'(x)+\varphi_2'(x)f''(x)-\varphi_2(x)f'''(x)|_{x_1}^b+$$
$$+\int_{x_1}^b\varphi_2(x)f^{(4)}(x)dx+|\varphi_3'''(x)f(x)-\varphi_3''(x)f'(x)+\varphi_3'(x)f''(x)-\varphi_3(x)f'''(x)|_b^{x_2}+$$
$$+\int_b^{x_2}\varphi_3(x)f^{(4)}(x)dx$$

Să alegem funcțiile $\varphi_1(x)$, $\varphi_2(x)$, $\varphi_3(x)$ astfel ca ele să verifice condițiile la limită:

$$\begin{cases}\varphi_1(a)=0,\ \varphi_1'(a)=0,\ \varphi_1''(a)=0\\ \varphi_2(x_1)-\varphi_1(x_1)=0,\ \varphi_2'(x_1)-\varphi_1'(x_1)=0,\ \varphi_2''(x_1)-\varphi_1''(x_1)=0\\ \varphi_3(b)-\varphi_2(b)=0,\ \varphi_3'(b)-\varphi_2'(b)=0,\ \varphi_3''(b)-\varphi_2''(b)=0\\ \varphi_3(x_2)=0,\ \varphi_3'(x_2)=0,\ \varphi_3''(x_2)=0\end{cases} \tag{6}$$

În acest caz formula precedentă se reduce la formula de cuadratură

$$\int_a^b f(x)dx = -\varphi_1'''(a)f(a) + [\varphi_1'''(x_1) - \varphi_2'''(x_1)]f(x_1) +$$

$$+ [\varphi_2'''(b) - \varphi_3'''(b)]f(b) + \varphi_3'''(x_2)f(x_2) + \int_a^b \varphi(x)f^{(4)}(x)dx \qquad (7)$$

unde funcția $\varphi(x)$ coincide pe rînd cu funcțiile $\varphi_1(x)$, $\varphi_2(x)$, $\varphi_3(x)$ în intervalele $[a, x_1]$, $[x_1, b]$, $[b, x_2]$.

III. Determinarea funcțiilor $\varphi_1(x)$, $\varphi_2(x)$, $\varphi_3(x)$.

$$\varphi_1(x) = \frac{(x-a)^4}{4!} + \lambda\frac{(x-a)^3}{3!}$$

$$\varphi_2(x) = \frac{(x-a)^4}{4!} + \alpha\frac{(x-a)^3}{3!} + \beta\frac{(x-a)^2}{2!} + \gamma\frac{x-a}{1!} + \delta$$

$$\varphi_3(x) = \mu\frac{(x-b-u)^3}{3!}$$

unde λ, α, β, γ, δ, μ sînt constante. Vom determina aceste constante astfel ca $\varphi_1(x)$, $\varphi_2(x)$, $\varphi_3(x)$ să verifice condițiile (6). Se notează $b-a=h$ și se obține:

$$\lambda = \frac{h(h^2-2uh-6u^2)}{24u(h+u)}, \quad \alpha = -\frac{h(h^2+uh-u^2)}{2(h^2-u^2)}$$

$$\beta = \frac{h^2(h+2u)}{12(h-u)}, \quad \gamma = -\frac{uh^2(h+2u)}{24(h-u)}$$

$$\delta = \frac{u^2h^2(h+2u)}{72(h-u)}, \quad \mu = -\frac{h^2(h-2u)}{12u(h+u)}.$$

Se deduce că formula de cuadratură (7) ia forma definitivă

$$\int_a^b f(x)dx = \frac{h}{12u(h^2-u^2)}[h(h+u)(h+2u)f(x_1) - (h-u)(h^2-2uh-6u^2)f(a) +$$

$$+ (h+u)(h^2+2uh-6u^2)f(b) - h(h-2u)(h-u)f(x_2)] + \int_a^b \varphi(x)f^{(4)}(x)dx \qquad (8)$$

IV. Graficul funcției $y=\varphi(x)$.

Studiind separat graficele funcțiilor $\varphi_1(x)$, $\varphi_2(x)$, $\varphi_3(x)$ și făcînd compunerea celor trei grafice se obține graficul funcției φ după diferite valori ale lui u din intervalul $(0, h)$.

V. Studiul restului.

a) pentru $0 < u \leqslant \frac{-1+\sqrt{7}}{6}h$ și $\frac{h}{2} \leqslant u < h$, funcția $\varphi(x)$ păstrează un semn constant în (a, x_2). Atunci aplicînd formula mediei putem scrie:

$$R = f^{(4)}(\xi)\int_a^{x_2} \varphi(x)dx, \text{ unde } \xi \in (a, x_2). \qquad (9)$$

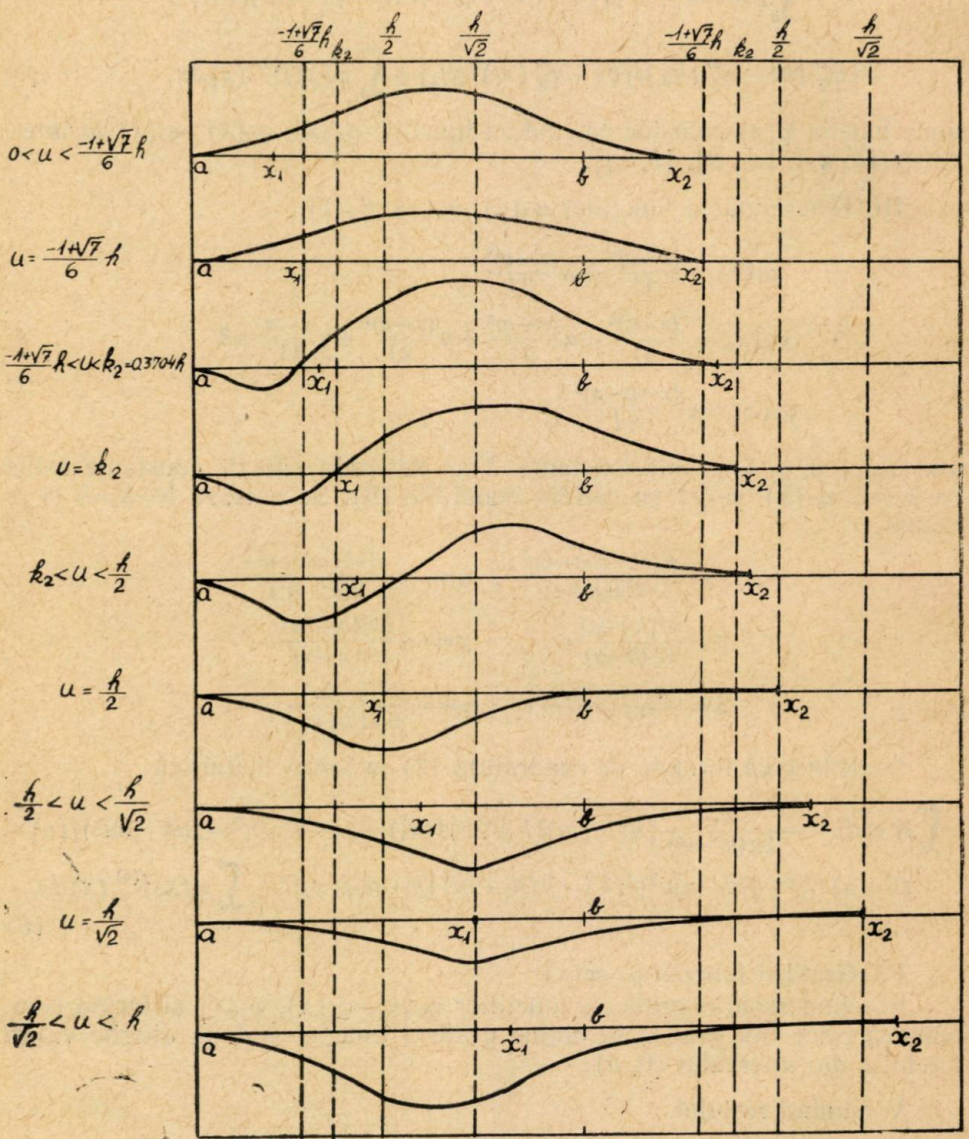


Fig. 2.

Integrala din membrul II calculată dă :

$$\int_a^{x_2} \varphi(x)dx = \frac{(b-a)^3}{720}\,[(b-a)^2 - 5u^2], \text{ pentru } 0 < u \leqslant \frac{-1+\sqrt{7}}{6}h \qquad (10)$$

și

$$\int_a^{x_2} \varphi(x)dx = \frac{(b-a)^3}{720}[5u^2-(b-a)^2], \text{ pentru } \frac{h}{2} \leqslant u < h. \tag{11}$$

Cea mai mică valoare a expresiilor (10) și (11) se obține pentru $u=\frac{h}{2}$ și în acest caz se poate scrie

$$|R| < \frac{(b-a)^5}{2880} M \text{ unde } M=\sup.|f^{(4)}(x)|,\ x \in [a, x_2], \tag{12}$$

iar formula (8) devine

$$\int_a^b f(x)dx = \frac{h}{6}\left[f(a)+4f\left(\frac{a+b}{2}\right)+f(b)\right]+R \tag{13}$$

adică tocmai formula lui Simpson.

b) Pentru cazul cînd $\frac{-1+\sqrt{7}}{6} h < u < k_2 = 0{,}3704\ h$, graficul funcției $y=\varphi(x)$ taie axa Ox în punctul $x'=a-\frac{h(h^2-2uh-6u^2)}{3u(h+u)}$ $x' \in (a, x_1)$ și atunci

$$|R| < M\int_a^{x_2} |\varphi(x)|\,dx \text{ unde } M=\sup.|f^{(4)}(x)|,\ x \in [a, x_2].$$

Ținînd seama de graficul lui $\varphi(x)$ se poate scrie:

$$\int_a^{x_2} |\varphi(x)|\,dx = -\int_a^{x_1} \varphi_1(x)dx + \int_{x'}^{x_1} \varphi_1(x)dx + \int_{x_1}^{b} \varphi_2(x)dx + \int_b^{x_2} \varphi_3(x)dx$$

și se obține:

$$\int_a^{x_2} |\varphi(x)|\,dx = \frac{h^3}{720}(h^2-5u^2) - \frac{h^5(h^2-2uh-6u^2)^5}{3^6 \cdot 80\, u^5(h+u)^5}. \tag{14}$$

c) Pentru cazul cînd $u=k_2$, graficul funcției $y=\varphi(x)$ taie axa Ox în punctul $x=x_1=a+u$ și atunci pentru evaluarea restului R avem:

$$|R| < M\int_a^{x_2} |\varphi(x)|\,dx \text{ unde } M=\sup.|f^{(4)}(x)|,\ x \in [a, x_2]$$

iar

$$\int_a^{x_2} |\varphi(x)|\,dx = -\int_a^{x_1} \varphi_1(x)dx + \int_{x_1}^{b} \varphi_2(x)dx + \int_b^{x_2} \varphi_3(x)dx$$

și se obține:

$$\int_a^{x_2} |\varphi(x)|\,dx = \frac{h^5-5h^3u^2-5h^2u^3+15hu^4-12u^5}{720} + \frac{hu^5}{48(h+u)}. \tag{15}$$

d) Pentru cazul cînd $k_2 < u < \frac{h}{2}$ graficul funcției taie axa Ox în punctul $x' \in [x_1, b]$ și se poate spune că în acest caz se obține cel mai mic rest cînd $u=0{,}44\ h$ și avem

$$|R| < \frac{0{,}8(b-a)^5}{2880} M \text{ unde } M=\sup.|f^{(4)}(x)|,\ x \in [a, x_2]. \tag{16}$$

În concluzie dintre formulele de tipul (8) cea mai bună formulă de cuadratură este dată de $u=0{,}44\,h=\frac{11}{25}h$ pentru care

$$|R|<\frac{0{,}8(b-a)^5}{2880}M \quad \text{unde} \quad M=\sup.|f^{(4)}(x)|,\ x\in[a\,x_2].$$

BIBLIOGRAFIE

1. Ionescu D. V., *Cuadraturi numerice*, Editura Tehnică, 1957.
2. Coțiu A., O observare asupra formulelor de cuadratură cu patru noduri, Gazeta Matematică și Fizică, vol. VII.
3. Ionescu D. V., L'influence des noeuds intérieurs sur la forme de la courbe $y=\varphi(x)$. Mathematica, vol. 2 (25), fasc. 1, 1960, pp. 101—142.

ФОРМУЛА КВАДРАТУРЫ С УЗЛАМИ a и b И ДВУМЯ ДРУГИМИ УЗЛАМИ, ОДНИМ ВНУТРЕННИМ И ДРУГИМ ВНЕШНИМ ИНТЕРВАЛУ (a, b)

(РЕЗЮМЕ)

В работе щугается формула квадратуры с узлами a и b и двумя другими узлами, одним внутренним и другим внешним интервалу (a, b). Изучается остальнау част и делаекд ее аценка.

QUADRATURFORMEL MIT DEN KNOTEN a UND b UND ANDEREN ZWEI KNOTEN EINER INNERE UND EINEM ÄUSSERE DES INTERVALLES (a, b)

(ZUSAMMENFASSUNG)

In dieser Arbeit studiert man eine Quadraturformel mit den Knoten a und b und anderen zwei Knoten, einer Innere und einem Äussere des Intervalls (a, b). Man studiert und schätzt den Rest.

FOLOSIREA SIMBOALELOR ZECIMALE IN CAZUL FUNCȚIONĂRII REALE

DE

E. BURLACU

INTRODUCERE

In [1] Acad. Gr. C. Moisil arată că formulele de interpolare în L_3 de obicei ne dau funcțiile de lucru în cazul funcționării reale.

In cele ce urmează se arată că formulele de interpolare disjunctivă și conjunctivă pot fi scrise folosind simboalele zecimale, iar simplificările se vor putea face folosind de asemenea numai simboalele zecimale.

1. SCRIEREA FORMULELOR DE INTERPOLARE CU AJUTORUL SIMBOALELOR ZECIMALE

In [1] se arată că în formula de interpolare disjunctivă termenii sînt conjuncții de formă :

$$L_{\alpha_1}(x_1)\dots L_{\alpha_n}(x_n) \tag{1}$$

convenim să scriem ca în [2]

$$L_\alpha(x)=x^\alpha \text{ cu } \alpha=0,1,2$$

cu această notație o conjuncție de formă (1) se va scrie

$$L_{\alpha_1}(x_1)\dots L_{\alpha_n}(x_n)=x_1^{\alpha_1}\dots x_n^{\alpha_n} \tag{2}$$

deci formula de interpolare disjunctivă se poate scrie

$$f(x_1,\dots,x_n)=Uf(\alpha_1,\dots\alpha_n)\,x_1^{\alpha_1}\dots x_n^{\alpha_n}. \tag{3}$$

Conjuncția (1) este de fapt caracterizată de valorile $\alpha_1\dots\alpha_n$ unde $\alpha_i=0,1,2$. Dacă convenim ca în fiecare conjuncție fundamentală să scriem variabilele în ordine crescîndă a indicilor, atunci orice conjuncție de forma (1) este caracterizată de termenul

$$\alpha_1\dots\alpha_n \quad \alpha_i=0,1,2 \tag{3'}$$

Termenul $\alpha_1 \ldots \alpha_n$ poate fi privit ca un număr scris în baza 3. Deci fiecărei conjuncții fundamentale (1) îi corespunde un număr în baza 3 iar formula (3) poate fi scrisă :

$$f(x_1, \ldots, x_n) = Uf(\alpha_1, \ldots, \alpha_n)\alpha_1 \ldots \alpha_n. \tag{4}$$

Dacă notăm cu N_t echivalentul zecimal al numărului $\alpha_1 \ldots \alpha_n$ din baza 3 atunci formula de interpolare disjunctivă se scrie

$$f(x_1, \ldots, x_n) = Uf(N_t)N_t \tag{5}$$

unde N_t parcurge toate numerele în baza 10 de la 0 la 3^n unele avînd coeficientul 1 iar altele coeficientul 0 după cum

$$f(N_t) = 1 \quad \text{sau} \quad f(N_t) = 0$$

Exemplu : Să considerăm funcția

$$f(x, y, z) = L_0(x)L_0(y)L_0(z)\ UL_0(x)L_0(y)L_1(z)\ UL_0(x)L_0(y)L_2(z)$$
$$UL_1(x)L_0(y)L_0(z)UL_1(x)L_0(y)L_1(z)UL_1(x)L_0(y)L_2(z)U$$
$$UL_2(x)L_0(y)L_0(z)UL_2(x)L_0(y)L_1(z)UL_2(x)L_0(y)L_2(z)U$$
$$UL_1(x)L_1(y)L_0(z)UL_1(x)L_1(y)L_1(z)UL_1(x)L_1(y)L_2(z)U$$
$$UL_1(x)L_2(y)L_0(z)UL_1(x)L_2(y)L_1(z)UL_1(x)L_2(y)L_2(z)$$

Inlocuind pe $L_\alpha(x) = x^\alpha$ funcția devine

$$f(x, y, z) = x^0y^0z^0U\ x^0y^0z^1U\ x^0y^0z^2U\ x^1y^0z^0U\ x^1y^0z^1U\ x^1y^0z^2U\ x^2y^0z^0U$$
$$U\ x^2y^0z^1U\ x^2y^0z^2U\ x^1y^1z^0U\ x^1y^1z^1U\ x^1y^1z^2U\ x^1y^2z^0U\ x^1y^2z^1U\ x^1y^2z^2$$

Folosind numai indicii variabilelor din fiecare termen avem

$$f(x, y, z) = 000\ U\ 001\ U\ 002\ U\ 100\ U\ 101\ U\ 102\ U\ 200\ U\ 201\ U\ 202\ U$$
$$U\ 110\ U\ 111\ U\ 112\ U\ 120\ U\ 121\ U\ 122$$

Considerînd fiecare triplet de indici ca fiind un număr în baza 3 și înlocuindu-le cu echivalenții lor zecimali obținem

$$f(x, y, z) = 0\ U\ 1\ U\ 2\ U\ 9\ U\ 10\ U\ 11\ U\ 18\ U\ 19\ U\ 20\ U\ 12\ U\ 13\ U\ 14\ U$$
$$U\ 15\ U\ 16\ U\ 17$$

Putem obține o scriere mai concentrată dacă punem în fața tuturor termenilor semnul sumei logice după care vom scrie toți termenii despărțiți doar prin virgule

$$f(x, y, z) = U(0, 1, 2, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20)$$

Această scriere reduce considerabil expresia funcției de lucru.

Un procedeu analog folosim și pentru reprezentarea funcțiilor în cazul cînd sînt exprimate cu ajutorul formulei de interpolare conjunctivă. În acest

caz vom nota $L_a(x)=\bar{x}^a$, iar trecerea de la termenii algebrici la echivalenții lor zecimali rămîne aceeași. Funcția se scrie în mod normal astfel

$$f(x_1, \ldots, x_n)=\prod(s_1 \ldots s_n). \tag{6}$$

2. SIMPLIFICAREA FORMULEI DE INTERPOLARE DISJUNCTIVĂ CU AJUTORUL SIMBOALELOR ZECIMALE

În [2] Acad. Gr. C. Moisil dă generalizarea metodei lui Quine pentru cazul funcționării reale. Pentru simplificarea funcțiilor scrise cu ajutorul formulei de interpolare disjunctivă se aplică formula

$$L_0(x) \cup L_1(x) \cup L_2(x)=1 \tag{7}$$

Pentru a aplica formula (7) trebuie să avem ca și în [3] triplete de conjuncții de forma

$$x_1^{a_1} \ldots x_{p-1}^{a_{p-1}} x_p^0 x_{p+1}^{a_{p+1}} \ldots x_n^{a_n} \tag{8}$$

$$x_1^{a_1} \ldots x_{p-1}^{a_{p-1}} x_p^1 x_{p+1}^{a_{p+1}} \ldots x_n^{a_n} \tag{9}$$

$$x_1^{a_1} \ldots x_{p-1}^{a_{p-1}} x_p^2 x_{p+1}^{a_{p+1}} \ldots x_n^{a_n}. \tag{10}$$

Aplicînd (7) tripletului de conjuncții (8), (9) și (10) se obține

$$x_1^{a_1} \ldots x_{p-1}^{a_{p-1}} x_{p+1}^{a_{p+1}} \ldots x_n^{a_n} \tag{11}$$

adică din trei conjuncții fundamentale cu n variabile se obține numai o conjuncție în care una din variabile s-a eliminat.

Notînd cu

$$N_3=\alpha_1 \ldots \alpha_{p-1}\, 0\, \alpha_{p+1} \ldots \alpha_n \tag{8'}$$

$$N_3'=\alpha_1 \ldots \alpha_{p-1}\, 1\, \alpha_{p+1} \ldots \alpha_n \tag{9'}$$

$$N_3''=\alpha_1 \ldots \alpha_{p-1}\, 2\, \alpha_{p+1} \ldots \alpha_n \tag{10'}$$

numerele în baza 3 corespunzătoare celor 3 conjuncții fundamentale și cu N_{10}, N_{10}', N_{10}'' numerele zecimale ce corespund respectiv numerelor N_3, N_3', N_3''. Se constată că există o corespondență între o conjuncție fundamentală și un număr în baza 10, corespondența fiind biunivocă.

Din expresiile explicite ale numerelor N_3, N_3', N_3'' se deduce ușor că

$$N_3'-N_3=(\alpha_1 3^{n-1}+\ldots+\alpha_{p-1}3^{n-p+1}+1\cdot 3^{n-p}+\alpha_{p+1}3^{n-p-1}+\ldots+\alpha_n 3^0)-$$

$$-(\alpha_1 3^{n-1}+\ldots+\alpha_{p-1}3^{n-p+1}+0\cdot 3^{n-p}+\alpha_{p+1}3^{n-p-1}+\ldots+\alpha_n 3^0)=3^{n-p}.$$

În mod analog

$$N_3''-N_3'=3^{n-p}$$

și de aici

$$N'_{10}-N_{10}=3^{n-p}$$
$$N''_{10}-N'_{10}=3^{n-p}. \tag{12}$$

Din relațiile (12) deducem că 3 numere în baza 10 echivalentele a trei conjuncții fundamentale în care se simplifică variabila de ordinul $n-p$ trebuie să difere prin 3 la o putere egală cu ordinul variabilei care se reduce (se înțelege prin ordin al unei variabile, diferența dintre numărul variabilelor și indicele acelei variabile).

Condiția enunțată mai sus este o condiție necesară dar nu și suficientă. Numerele 7, 10, 13 diferă între ele prin 3^1 ar însemna că variabilele de ordinul 1 să se reducă. Dar se vede că aceste numere

$$7 \to 02\ 1 \quad x^0y^2z^1$$
$$10 \to 1\ 0\ 1 \quad x^1y^0z^1$$
$$13 \to 1\ 1\ 1 \quad x^1y^1z^1$$

nu dau nici o simplificare.

Pentru găsirea condiției de suficiență se dă următoarea definiție:

Numim ponderă a unui număr scris în baza 3 suma în baza 10 a tuturor cifrelor semnificative. Dacă $N_3=\alpha_1 \ldots \alpha_n$, atunci ponderea

$$W_{N_3}=\alpha_1+\ldots+\alpha_n.$$

Din expresiile (8'), (9') și (10') ale numerelor N_3, N'_3, N''_3 se deduce că

$$W'_{N_3}=W_{N_3}+1$$
$$W''_{N_3}=W'_{N_3}+1 \tag{13}$$

Din (13) rezultă că echivalentele în baza 3 ale numerelor $N_{10}, N'_{10}, N''_{10}$ trebuie să aibă ponderile crescătoare cu cîte o unitate creșterile ponderilor să fie în același timp cu creșterile celor trei numere.

3. PROCEDEUL PRACTIC DE APLICARE A METODEI LUI QUINE GENERALIZATĂ

Se clasifică conjuncțiile după ponderile crescătoare, pe care le scriem într-o coloană. După această clasificare căutăm triplete de numere cu ponderi consecutive care să difere prin aceeași putere a lui 3 (puterea lui 3 ne indică ordinul variabilei care se reduce).

Comparările găsite în prima coloană se scriu în a doua coloană prin triplete de numere zecimale, în care numărul cu ponderea mai mică se scrie primul. Este necesar ca la fiecare triplet de numere zecimale comparate să se scrie ca indice puterea lui 3 prin care diferă numerele din triplet. Acest lucru simplifică următoarea etapă de comparare, căci în a doua etapă se compară numai acei termeni, în care s-a eliminat cu prima comparare aceeași variabilă. În etapa a doua a comparării se aplică aceeași regulă,

adică numerele corespunzătoare din cele trei triplete comparate să difere printr-o aceeași putere a numărului 3.

În cazul cînd în funcția de lucru există anumite conjuncții care sînt nedeterminate le vom scrie într-o coloană separată și se folosesc acelea care aduc un aport la simplificarea funcției de lucru.

Exemplu:

$$f(a, x, y) = U(9, 12, 13, 14, 15) + U_{\Phi}\,(1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 10, 11, 16, 17, 19, 21, 23, 24, 26).$$

S-au notat în a doua paranteză termenii nedeterminați. Pentru simplificare se formează tabelul:

Ponderă	Termeni obligatorii	Termeni indiferenți	Triplete în care intră cel puțin un termen obligatoriu	Triplete în care intră numai termeni indiferenți	
1	9	1 3	$(9, 12, 15)_3$ $(9, 10, 11)_1$	$(1, 4, 7)_3$ $(1, 10, 19)_9$ $(3, 4, 7)_3$	$(9, 12, 15, 10, 13, 16, 11, 14, 17)_{3,1} = P_4$
2	12	2 4 6 10	$(3, 12, 21)_9 = P_1$ $(12, 13, 14)_1$ $(6, 15, 24)_9 = P_2$		
3	13 15	5 7 11 19 21	$(10, 13, 16)_3$ $(15, 16, 17)_1$ $(5, 14, 23)_9 = P_3$ $(11, 14, 17)_3$	$(2, 5, 8)_3$ $(6, 7, 8)_1$ $(8, 17, 26)_9$	
4	14	8 16 24			
5		17 23			
6		26			

Am notat cu P_1, P_2, P_3 și P_4 implicanții primi care conțin termenii obligatorii.

După găsirea implicanților primi formăm tabelul

	P_1	P_2	P_3	P_4
9				×
12	×			×
13				×
14			×	×
15		×		×

care ne dă forma minimă a funcției de lucru

$$f(a, x, y) = x^1 = L_1(x)$$

Expresia algebrică a funcției de lucru se obține luînd cîte unul din numerele ce intră în implicanții primi ai funcției simplificate, scriindu-l în baza 3 și suprimînd variabilele indicate de indicii implicantului prim corespunzător.

Simplificarea funcției de lucru cu ajutorul formulei de interpolare conjunctivă se bazează pe proprietatea

$$\overline{L}_0(x)\,\overline{L}_1(x)\,\overline{L}_2(x) = 0$$

simplificarea se face în același mod ca și la formula de interpolare disjunctivă.

BIBLIOGRAFIE

1. Gr. C. Moisil, *Funcționarea reală a schemelor cu contacte și relee*, București, Editura Academiei R.P.R., 1965.
2. Gr. C. Moisil, An extension of the Qhine simplification theory for two-terminals with beak-before-make relay contacts, Circular Letter, Nr. 10.
3. P. L. Ivănescu, S. Rudeanu, Minimization of switching circuits in actual operation, București, 30 oct. 1964.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДЕЕЯТИЧНЫХ СИМБОЛОВ В СЛУЧАЕ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

(РЕЗЮМЕ)

В работе автор дает метод для записи интерполяционных формул пользуясь деатичными символоми а также применяет метод Куайна исполозуя только эти символы в случае действительной работе.

BENÜTZUNG DER DEZIMAL-SYMBOLEN IM FALLE DER REELLEN FUNKTIONIERUNG

(ZUSAMMENFASSUNG)

In dieser Arbeit bringt der Autor eine Schreibmethode der Interpolierungsformeln mit Hilfe der Dezimal-Symbole. Gleichfalls werden bei der reellen Funktionierung vermittels der Quine'schen Methode diese Symbole verwendet.

ECUAȚIA FUNCȚIONALĂ A LUI CAUCHY ÎNTR-O ALGEBRĂ BANACH *

DE

B. CRSTICI și ȘT. MATEI

1. Teoreme de adiţiune în algebra Banach se pot găsi în monografia lui E. Hille şi R. Phillips [1]. Alte ecuaţii funcţionale, nu neapărat de tipul teoremelor de adiţiune în care funcţiile iau valori în algebra Banach au fost considerate de S. Kurepa, de exemplu în [2].

În lucrarea de faţă considerăm ecuaţia funcţională a lui Cauchy [3]

$$F(x+y)=F(x)F(y) \tag{1}$$

unde funcţia necunoscută $F(x)$ ia valori într-o algebră Banach particulară de ordinul al patrulea, iar x aparţine dreptei reale.

Sistemul de ecuaţii funcţionale pe care-l verifică coordonatele lui $F(x)$ a fost considerat sub o formă mai generală de V. Mioc şi B. Crstici [4], însă numai în cazul nesingular, adică $F(0)=1$, 0 fiind număr real iar 1 unitatea în operaţia de înmulţire din algebra Banach.

Corespondentul matricial al ecuaţiei (1) a fost considerat pentru matrici patratice de ordinul n de C. Gh. Popa [5], atît în cazul singular cît şi cel nesingular.

În prezenta lucrare ne propunem scrierea efectivă a soluţiilor sistemului de ecuaţii funcţionale pe care-l verifică coordonatele funcţiei $F(x)$. Cadrul în care considerăm problema este cel al monografiei lui E. Hille şi R. Philipps [1].

2. Fie mulţimea $A_4=R\times R\times R\times R$ unde R este mulţimea numerelor reale. În această mulţime introducem structura algebrică de grup abelian faţă de operaţia de adunare :

$$(a_1, b_1, c_1, d_1)+(a_2, b_2, c_2, d_2)=(a_1+a_2,\ b_1+b_2,\ c_1+c_2,\ d_1+d_2) \tag{2}$$

Elementul nul îl vom nota simplu 0, în loc de $(0, 0, 0, 0)$.

Cu ajutorul operaţiei de înmulţire cu un scalar real λ :

$$\lambda(a, b, c, d)=(\lambda a, \lambda b, \lambda c, \lambda d) \tag{3}$$

mulţimea A_4 devine spaţiu liniar peste R.

---

* Rezultate comunicate la Sesiunea ştiinţifică a cadrelor didactice din I.P.T. la data de 15 martie 1966.

In A_4 introducem norma după cum urmează :

$$\| (a, b, c, d) \| = |a| + |b| + |c| + |d| \tag{4}$$

Se verifică ușor că (4) satisface toate axiomele unei norme. La fel rezultă ușor că acest spațiu liniar normat este un spațiu Banach, convergența în normă fiind echivalentă cu convergența după coordonate.

In mulțimea A_4 introducem și o înmulțire :

$$(a_1, a_2, a_3, a_4)(b_1, b_2, b_3, b_4) = (a_1b_1 + a_2b_4 + a_3b_3 + a_4b_2, a_1b_2 + a_2b_1 + a_3b_4 + a_4b_3, a_1b_3 + a_2b_2 + a_3b_1 + a_4b_4, a_1b_4 + a_2b_3 + a_3b_2 + a_4b_1) \tag{5}$$

Această înmulțire este comutativă. Elementul $(1, 0, 0, 0)$ este unitatea. Îl vom nota simplu cu 1.

Se verifică că cele trei operații introduse organizează mulțimea A_4 ca o algebră comutativă cu unitate. Totodată avem și :

$$\| (a_1, a_2, a_3, a_4)(b_1, b_2, b_3, b_4) \| \leqslant \| (a_1, a_2, a_3, a_4) \| \| (b_1, b_2, b_3, b_4) \| \tag{6}$$

Deci A_4 este o algebră Banach.

Elementele regulate din algebra A_4 sînt cele pentru care avem :

$$(a_1 + b + c + d)(a - b + c - d)[(a - c)^2 + (b - d)^2] \neq 0. \tag{7}$$

Mulțimea elementelor singulare din A_4 formează un ideal (bilateral).

Alte proprietăți ale algebrei A_4 le vom aminti în cursul expunerii, acolo unde vom apela la ele.

3. Ecuația (1) o vom considera pentru funcții de argument real cu valori în A_4. O astfel de funcție o vom scrie :

$$F(x) = f_1(x) + \theta f_2(x) + \theta^2 f_3(x) + \theta^3 f_4(x) \tag{8}$$

unde $f_i(x)$ sînt funcții reale de variabilă reală, iar θ simbolizează elementul $(0, 1, 0, 0)$ al algebrei A_4, element care verifică relația :

$$\theta^4 = (1, 0, 0, 0) = 1$$

Observăm că continuitatea în normă a funcției $F(x)$ este echivalentă cu continuitatea coordonatelor $f_i(x)$. Pentru funcția $F(x)$ vom spune că este măsurabilă dacă coordonatele sînt funcții măsurabile.

Vom căuta soluții ale ecuației (1) în ipoteza continuității funcției $F(x)$ și $F(0) = 1$. (Nu insistăm asupra faptului că măsurabilitatea funcției $F(x)$ atrage continuitatea ei, acest lucru urmînd să-l facem în caz general și nu în cazul algebrei Banach considerate în această lucrare.)

Observăm mai întîi că $F(x)$ soluție a ecuației (1) este un element regulat al algebrei A_4 pentru orice x.

Într-adevăr să presupunem că $F(x_0)$ ar fi singular.

Avem :

$$F(0) = F(x_0) \cdot F(-x_0) \tag{9}$$

de unde ar rezulta că și $F(0)$ este singular, ceea ce contrazice hipoteza

$$F(0) = 1.$$

Așa fiind, elementul

$$A=\int_a^\beta f_1(x)dx+\theta\int_a^\beta f_2(x)dx+\theta^2\int_a^\beta f_3(x)dx+\theta^3\int_a^\beta f_4(x)dx=\int_a^\beta F(x)dx$$

este un element regulat.

Integrînd ecuația (1) membru cu membru în raport cu y obținem :

$$F(x)\int_a^\beta F(y)dy=\int_a^\beta F(x+y)dy=\int_{a+x}^{\beta+x}F(y)dy$$

deci :

$$F(x)=\left(\int_{a+x}^{\beta+x}F(y)dy\right)A^{-1} \tag{10}$$

Din (10) avem :

$$f_1(x)=a_1\int_{a+x}^{\beta+x}f_1(y)dy+a_2\int_{a+x}^{\beta+x}f_4(y)dy+a_3\int_{a+x}^{\beta+x}f_3(y)dy+a_4\int_{a+x}^{\beta+x}f_2(y)dy \tag{11}$$

și expresii analoage pentru celelalte coordonate, unde am notat :

$$A^{-1}=a_1+\theta a_2+\theta^2a_3+\theta^3a_4$$

Din (11) deducem că $f_i(x)$ sînt funcții derivabile, deci $F(x)$ este derivabilă. Derivînd (1) în raport cu y obținem :

$$\frac{d}{dy}F(x+y)=F(x)\frac{d}{dy}F(y) \quad \text{însă} \quad \frac{d}{dy}F(x+y)=\frac{d}{dx}F(x+y)$$

Deci $\frac{d}{dx}F(x+y)=F(x)\frac{d}{dy}F(y)$.

Făcînd pe $y=0$ rezultă :

$$F'(x)=F(x)B \tag{12}$$

unde $B=\frac{d}{dy}F(y)/y=0$. Se știe că (vezi [1]) ecuația diferențială (12) la care s-a redus (1) în ipoteza în care am lucrat $F(0)=1$ are soluția :

$$F(x)=\exp(xB)=1+\sum_{n=1}^{\infty}\frac{(xB)^n}{n!}. \tag{13}$$

4. Vom trece acum la scrierea coordonatelor soluției ecuației (1) cu $F(0)=1$. Vom nota :

$$B=a+\theta b+\theta^2c+\theta^3d$$

Avem atunci

$$F(x)=\exp ax\exp\theta bx\exp\theta^2cx\exp\theta^3dx \tag{14}$$

Calcule succesive ne dau :

$$\exp\theta bx=ap_1bx+\theta ap_2bx+\theta^2ap_3bx+\theta^3ap_4bx$$

unde cu $ap_i u$, $i=1, 2, 3, 4$ am notat cele 4 funcții ciclice de ordinul al patrulea (vezi [6], [7]):

$$\exp \theta^2 cx = \operatorname{ch} cx + \theta^2 \operatorname{sh} cx$$

$$\exp \theta^3 dx = ap_1 dx + \theta ap_4 dx + \theta^2 ap_3 dx + \theta^3 ap_2 dx$$

Observăm că :

$$\exp \theta bx \exp \theta^3 dx = P(bx, dx) + \theta Q(bx, dx) + \theta^2 R(bx, dx) + \theta^3 S(bx, dx) \quad (15)$$

unde cu P, Q, R, S am notat funcțiile lui P. Appell de două argumente.

$$\begin{aligned} P(u, v) &= ap_1 u ap_1 v + ap_2 u ap_2 v + ap_3 u ap_3 v + ap_4 u ap_4 v \\ Q(u, v) &= ap_1 u ap_4 v + ap_2 u ap_1 v + ap_3 u ap_2 v + ap_4 u ap_3 v \\ R(u, v) &= ap_1 u ap_3 v + ap_2 u ap_4 v + ap_3 u ap_1 v + ap_4 u ap_2 v \\ S(u, v) &= ap_1 u ap_2 v + ap_2 u ap_3 v + ap_3 u ap_4 v + ap_4 u ap_1 v \end{aligned} \quad (16)$$

Rezultă atunci următoarele expresii pentru coordonatele soluției ecuației (1) cu $F(0)=1$:

$$\begin{aligned} f_1(x) &= e^{ax}[\operatorname{ch} cxP(bx, dx) + \operatorname{sh} cxR(bx, dx)] \\ f_2(x) &= e^{ax}[\operatorname{ch} cxQ(bx, dx) + \operatorname{sh} cxS(bx, dx)] \\ f_3(x) &= e^{ax}[\operatorname{ch} cxR(bx, dx) + \operatorname{sh} cxP(bx, dx)] \\ f_4(x) &= e^{ax}[\operatorname{ch} cxS(bx, dx) + \operatorname{sh} cxQ(bx, dx)] \end{aligned} \quad (17)$$

unde a, b, c, d sînt constante reale arbitrare.

5. În continuare vom considera ecuația (1) în cazul cînd $F(x)$ ia valori și în idealul elementelor singulare ale algebrei A_4. Făcînd în (1) $x=y=0$, obținem :

$$F(0) = F^2(0) \quad (18)$$

de unde vedem că $F(0)$ trebuie să fie un element idempotent din A_4.

Cazul $F(0)=1$ a fost considerat mai sus. Cazul $F(0)=0$ (unde 0 din membrul al doilea este elementul nul al operației grupale din A_4), ne conduce la soluția banală $F(x)\equiv 0$.

Într-adevăr, dacă $F(0)=0$ atunci făcînd în (1) $y=0$ obținem :

$$F(x) = F(0) \cdot F(x) = 0 \text{ pentru orice } x.$$

In acest caz coordonatele funcției $F(x)$ soluție a lui (1) sînt :

$$f_1(x)\equiv 0 \; ; \; f_2(x)\equiv 0 \; ; \; f_3(x)\equiv 0 \; ; \; f_4(x)\equiv 0. \quad (19)$$

Pentru celelalte cazuri în care $F(0)$ este un element idempotent al algebrei A_4 vom raționa și pe sistemul corespunzător ecuației (1):

$$\begin{aligned} f_1(x+y) &= f_1(x)f_1(y)+f_2(x)f_4(y)+f_3(x)f_3(y)+f_4(x)f_2(y) \\ f_2(x+y) &= f_1(x)f_2(y)+f_2(x)f_1(y)+f_3(x)f_4(y)+f_4(x)f_3(y) \\ f_3(x+y) &= f_1(x)f_3(y)+f_2(x)f_2(y)+f_3(x)f_1(y)+f_4(x)f_4(y) \\ f_4(x+y) &= f_1(x)f_4(y)+f_2(x)f_3(y)+f_3(x)f_2(y)+f_4(x)f_1(y) \end{aligned} \tag{20}$$

Raportîndu-ne la sistemul (20) putem spune că pînă acuma am găsit ca soluții continue (măsurabile) ale lui mulțimea soluțiilor dată de (17) și (19).

Și acum să considerăm cazul cînd:

$$F(0)=\frac{1}{2}-\frac{1}{2}\theta^2.$$

Din relația:

$$F(x)=F(0)\cdot F(x) \tag{21}$$

obținem:

$$\begin{aligned} f_1(x)+f_3(x)&=0 \\ f_2(x)+f_4(x)&=0 \end{aligned} \tag{22}$$

pentru orice x.

Sistemul (20) în acest caz se reduce la:

$$\begin{aligned} f_1(x+y) &= 2[f_1(x)f_1(y)-f_2(x)f_2(y)] \\ f_2(x+y) &= 2[f_1(x)f_2(y)+f_2(x)f_1(y)] \end{aligned} \tag{23}$$

Prin substituția simplă:

$$2f_1(x)=f(x),\ 2f_2(x)=g(x)$$

sistemul se reduce la teorema de adițiune a funcțiilor trigonometrice.

Soluția continuă (măsurabilă, vezi [8]) a acestui din urmă sistem este:

$$\begin{aligned} f(x)&=e^{ax}\cos bx \\ g(x)&=e^{ax}\sin bx \end{aligned}$$

Rezultă atunci că mulțimea soluțiilor sistemului (20) în hipoteza

$$f_1(0)=-f_3(0)=\frac{1}{2};\quad f_2(0)=f_4(0)=0$$

este:

$$\begin{aligned} f_1(x)&=-f_3(x)=\frac{1}{2}e^{ax}\cos bx \\ f_2(x)&=-f_4(x)=\frac{1}{2}e^{ax}\sin bx. \end{aligned} \tag{24}$$

Un alt element idempotent al algebrei A_4 este : $\frac{1}{2}+\theta^2\frac{1}{2}$.

Punînd $F(0)=\frac{1}{2}+\theta^2\frac{1}{2}$ din relația (21) obținem :

$$f_1(x)=f_3(x) \text{ și } f_2(x)=f_4(x) \text{ pentru orice } x.$$

Sistemul (20) se reduce atunci la :

$$\begin{aligned} f(x+y)&=f(x)f(y)+g(x)g(y)\\ g(x+y)&=f(x)g(y)+f(y)g(x) \end{aligned} \tag{25}$$

în urma aceleiași substituții de mai sus.

Acest sistem are soluțiile [9]:

$$f(x)=e^{ax}\operatorname{ch} bx \qquad g(x)=e^{ax}\operatorname{sh} bx \tag{26}$$

$$f(x)=\frac{1}{2}e^{ax} \qquad g(x)=\frac{1}{2}e^{ax} \tag{27}$$

$$f(x)=\frac{1}{2}e^{ax} \qquad g(x)=-\frac{1}{2}e^{ax} \tag{28}$$

$$f(x)=0 \qquad g(x)=0 \tag{29}$$

Numai soluțiile (26) verifică și condiția :

$$F(0)=\frac{1}{2}+\theta^2\frac{1}{2}.$$

Deci în acest caz sistemul (20) are mulțimea de soluții :

$$\begin{aligned} f_1(x)&=\frac{1}{2}e^{ax}\operatorname{ch} bx=f_3(x)\\ f_2(x)&=\frac{1}{2}e^{ax}\operatorname{sh} bx=f_4(x) \end{aligned} \tag{30}$$

6. Urmează acum să considerăm cazurile cînd $F(0)$ este unul din cele patru elemente idempotente ale algebrei avînd toate coordonatele nenule :

Fie

$$\alpha)\quad F(0)=\frac{1}{4}(1+\theta+\theta^2+\theta^3)$$

Atunci :

$$f_1(x)=f_2(x)=f_3(x)=f_4(x) \text{ pentru orice } x.$$

Sistemul (20) se reduce chiar la ecuația Cauchy pentru funcția $f(x)=4f_1(x)$ cu $f(0)=1$ (deoarece $f_1(0)=\frac{1}{4}$ prin ipoteză).

Soluția dată încă de Cauchy este : $4f_1(x)=e^{ax}$ și deci soluția sistemului (20) sau a ecuației (1) în acest caz este :

$$F(x)=\frac{1}{4}e^{ax}(1+\theta+\theta^2+\theta^3) \tag{31}$$

$$\beta)\quad F(0)=\frac{1}{4}(1-\theta+\theta^2-\theta^3)$$

În acest caz $f_1(x)=f_3(x)=-f_2(x)=-f_4(x)$ pentru orice x.
De data aceasta soluția este :

$$F(x)=\frac{1}{4}e^{ax}(1-\theta+\theta^2-\theta^3) \tag{32}$$

$$\gamma)\quad F(0)=\frac{1}{4}(3-\theta-\theta^2-\theta^3)$$

Acum : $f_1(x)+f_2(x)+f_3(x)+f_4(x)=0$ pentru orice x.
Soluția este :

$$F(x)=\frac{1}{4}e^{ax}(3-\theta-\theta^2-\theta^3) \tag{33}$$

$$\delta)\quad F(0)=\frac{1}{4}(3+\theta-\theta^2+\theta^3)$$

În acest caz $f_1(x)-f_2(x)+f_3(x)-f_4(x)=0$ pentru orice x. În acest ultim caz soluția este :

$$F(x)=\frac{1}{4}e^{ax}(3+\theta-\theta^2+\theta^3) \tag{34}$$

În concluzie, pentru sistemul de ecuații funcționale (20) am găsit soluțiile (17), (19), (24), (30), (31), (32), (33), (34).

BIBLIOGRAFIE

1. E. Hille—R. Phillips, Functional analysis and semi-groups. Providence 1957, pag. 292—315.
2. S. Kurepa, On the functional equation $T_1(t+s)T_2(t-s)=T_3(t)T_4(s)$, Publ. Inst. Math. N. serie, t. 2(16), 1962, p. 99—108.
3. A. L. Cauchy, Oeuvres completes, IIe serie, T. III, Paris 1897, p. 220—229.
4. V. Mioc—B. Crstici, Asupra unui sistem de ecuații funcționale. Com. Acad. R.P.R., X, 1960, 9, 723—728.
5. C. Gh. Popa, Asupra ecuației funcționale matriciale $A(x)A(y)=A(x+y)$, An. Univ. Timișoara, S. Mat.-Fiz., I, 1963, p. 225—241.
6. Rey Pastor, Theoria de las fonctiones ciclicas. Boletin Sem. mat. Argentino. Buenos Aires, Nr. 4 (1929), p. 1—15.
7. P. Appell, Sur certaines fonctions analogues aux fonctions circulaires. C. Rc. Acad. Sci., Paris, 84 (1877), 1378.
8. M. Ghermănescu, *Ecuații funcționale*, București, 1960, p. 235—249.
9. L. Vietoris, Zur Kennzeichnung des Sinus und verwandter Funktionen durch Funktionalgleichungen. J. reine angew. Math., 186 (1944—49), 1—15.

ФУНКЦИОНАЛЬНОЕ УРАВНЕНИЕ КОШИ В АЛГЕБРЕ БАНАХА

(РЕЗЮМЕ)

Авторы дают решения (17), (19), (24), (30—34), для системы функциональных уровнений (20).

L'ÉQUATION FONCTIONNELLE DE CAUCHY DANS UNE ALGÈBRE DE BANACH

(RÉSUMÉ)

Les auteurs trouvent les solutions (17), (19), (24), (30)—(34) du système d'équations fonctionnelles (20).

SISTEME DE ECUAȚII FUNCȚIONALE TIP ALACI *)

DE

ȘT. A. FILIPESCU

1. In „Trigonometria patratică" [1], V. Alaci a studiat funcțiile sp x și cp x numite sinusul patratic și cosinusul patratic de argument x. In „Mathematica" [2] V. Alaci a determinat soluțiile generale reale și continue ale ecuațiilor funcționale :

$$f(x+y) = \frac{f(x)+f(y)-2f(x)f(y)}{1-2f(x)f(y)} \tag{1}$$

$$g(x+y) = \frac{g(x)+g(y)-1}{2g(x)+2g(y)-2g(x)g(y)-1} \tag{2}$$

unde x și y sînt variabile reale.

M. Ghermănescu în monografia „Ecuații funcționale" [3] prezintă ecuațiile funcționale propuse și integrate de V. Alaci. In cartea lui J. Aczél [4] sînt citate aceste două ecuații funcționale și soluțiile lor.

Oct. Em. Gheorghiu [5] a studiat o clasă de ecuații funcționale care cuprind ecuațiile funcționale (1) și (2) ale lui V. Alaci. Intr-o comunicare [6] O. E. Gheorghiu integrează ecuația funcțională (1) a lui V. Alaci scriind-o de tip Pexider și considerînd că cele trei funcții depind fiecare de n variabile independente.

2. In prezenta lucrare cercetăm sisteme de ecuații funcționale care sisteme generalizează ecuațiile (1) și (2) ale lui V. Alaci la cazul funcțiilor reale continue de un argument real, sistemele conținînd și un parametru.

Fie sistemele :

$$\left.\begin{aligned} a(x+y) &= \frac{a(x)+a(y)+2\lambda a(x)a(y)}{1-2a(x)a(y)} \\ b(x+y) &= \frac{b(x)b(y)+2[\lambda+a(x+y)][a(x)b(y)+a(y)b(x)]}{1-2a(x)a(y)} \\ c(x+y) &= \frac{c(x)+c(y)+2b(x+y)[a(x)b(y)+a(y)b(x)]+}{1-2a(x)a(y)} \\ &\quad +2[\lambda+a(x+y)][a(x)c(y)+b(x)b(y)+a(y)c(x)] \end{aligned}\right\} \tag{3}$$

*) Lucrare comunicată la cea de-a XII-a sesiune științifică a cadrelor didactice din Institutul Politehnic Timișoara, 18—20 martie 1966.

$$\left.\begin{aligned}
A(x+y) &= \frac{A(x)+A(y)-1}{2A(x)+2A(y)-2A(x)A(y)-1}\\
B(x+y) &= \frac{B(x)+B(y)-1+2A(x+y)[A(x)B(y)+A(y)B(x)-B(x)-B(y)]}{2A(x)+2A(y)-2A(x)A(y)-1}\\
C(x+y) &= \frac{C(x)[2A(y)A(x+y)-2A(x+y)+1]}{2A(x)+2A(y)-2A(x)A(y)-1}+\\
&+\frac{C(y)[2A(x+y)-2A(x+y)+1]+2B(x)B(y)A(x+y)}{2A(x)+2A(y)-2A(x)A(y)-1}+\\
&+\frac{2B(x+y)[A(x)B(y)+A(y)B(x)-B(x)-B(y)]}{2A(x)+2A(y)-2A(x)A(y)-1}
\end{aligned}\right\} \quad (4)$$

$$\left.\begin{aligned}
\alpha(x+y) &= \alpha(x)+\alpha(y)\\
\beta(x+y) &= \beta(x)[1+2\lambda\alpha(y)]+\beta(y)[1+2\lambda\alpha(x)]\\
\gamma(x+y) &= \gamma(x)[1+2\lambda\alpha(y)]+\gamma(y)[1+2\lambda\alpha(x)]+2\lambda\beta(x)\beta(y)
\end{aligned}\right\} \quad (5)$$

$$\left.\begin{aligned}
F(x+y) &= 1-F(x)-F(y)+2F(x)F(y)\\
G(x+y) &= G(x)[2F(y)-1]+G(y)[2F(x)-1]\\
H(x+y) &= H(x)[2F(y)-1]+H(y)[2F(x)-1]+2G(x)G(y)
\end{aligned}\right\} \quad (6)$$

$$\left.\begin{aligned}
a_1(x+y) &= \frac{a_2(x)+a_3(y)+2\lambda a_2(x)a_3(y)}{1-2a_2(x)a_3(y)}\\
b_1(x+y) &= \frac{b_2(x)+b_3(y)+2[\lambda+a_1(x+y)][a_2(x)b_3(y)+a_3(y)b_2(x)]}{1-2a_2(x)a_3(y)}\\
c_1(x+y) &= \frac{c_2(x)+c_3(y)+2b_1(x+y)[a_2(x)b_3(y)+a_3(y)b_2(x)]+}{1-2a_2(x)a_3(y)}\\
&\quad +2[\lambda+a_1(x+y)][a_2(x)c_3(y)+b_2(x)b_3(y)+a_3(y)c_2(x)]
\end{aligned}\right\} \quad (7)$$

$$\left.\begin{aligned}
A_1(x+y) &= \frac{A_2(x)+A_3(y)-1}{2A_2(x)+2A_3(y)-2A_2(x)A_3(y)-1}\\
B_1(x+y) &= \frac{B_2(x)+B_3(y)-1+2A_1(x+y)[A_2(x)B_3(y)+A_3(y)B_2(x)-B_2(x)-B_3(y)]}{2A_2(x)+2A_3(y)-2A_2(x)A_3(y)-1}+\\
C_1(x+y) &=\\
&= \frac{C_2(x)+C_3(y)+2A_1(x+y)[A_3(y)C_2(x)+A_2(x)C_3(y)+B_2(x)B_3(y)-C_2(x)-C_3(y)]}{2A_2(x)+2A_3(y)-2A_2(x)A_3(y)-1}+\\
&+\frac{2B_1(x+y)[A_2(x)B_3(y)+A_3(y)B_2(x)-B_2(x)-B_3(y)]}{2A_2(x)+2A_3(y)-2A_2(x)A_3(y)-1}
\end{aligned}\right\} \quad (8)$$

$$\left.\begin{aligned}
f_1(x+y) &= f_2(x)+f_3(y)+2\lambda f_2(x)f_3(y)\\
g_1(x+y) &= g_2(x)[1+2\lambda f_3(y)]+g_3(y)[1+2\gamma f_2(x)]\\
h_1(x+y) &= h_2(x)[1+2\lambda f_3(y)]+h_3(y)[1+\lambda f_2(x)]+2\lambda g_2(x)g_3(y)
\end{aligned}\right\} \quad (9)$$

$$\left.\begin{aligned} M_1(x+y) &= 1-M_2(x)-M_3(y)+2M_2(x)M_3(y) \\ N_1(x+y) &= N_2(x)[2M_3(y)-1]+N_3(y)[2M_2(x)-1] \\ P_1(x+y) &= P_2(x)[2M_3(y)-1]+P_3(y)[2M_2(x)-1]+2N_2(x)N_3(y) \end{aligned}\right\} \quad (10)$$

3. Sistemul de ecuații funcționale scris mai sus sub nr. (3) conține trei funcții reale de un argument real și un parametru λ cu valorile date de ecuația $\lambda^2=1$.

Soluția generală pentru funcția $a(x)$, (prima ecuație din sistem) este după V. Alaci [2] de expresia :

$$a(x)=\frac{\operatorname{tg} qx}{1-\lambda \operatorname{tg} qx},\ q\in R;\ \lambda^2=1 \quad (11)$$

Pentru a găsi expresia funcției $b(x)$ în a doua ecuație din sistem se introduce $a(x+y)$ dat de prima ecuație. Prin grupări de termeni această ecuație se poate scrie :

$$b(x+y)=\frac{b(x)[2a^2(y)+2\lambda a(y)+1]+b(y)[2a^2(x)+2\lambda a(x)+1]}{[1-2a(x)a(y)]^2} \quad (12)$$

Făcînd în această ecuație funcțională schimbarea de funcție

$$b(x)=\varphi(x)[2a^2(x)+2\lambda a(x)+1] \quad (13)$$

se obține ecuația funcțională a lui Cauchy

$$\varphi(x+y)=\varphi(x)+\varphi(y) \quad (13')$$

a cărei soluție generală (continuă, mărginită, derivabilă, sumabilă, integrabilă, măsurabilă etc.) este :

$$\varphi(x)=k_1x;\ k_1\in R \quad (13'')$$

Atunci soluția generală, continuă, reală pentru funcția $b(x)$ este :

$$b(x)=\frac{k_1x}{1-\lambda \sin 2qx}\,k_1,\ q\in R;\ \lambda^2=1 \quad (14)$$

Ultima ecuație din sistemul (3) se soluționează introducînd pe $a(x+y)$ și pe $b(x+y)$ date de primele două ecuații iar pe $b(x)=k_1x[2a^2(x)+2\lambda a(x)+1]$ și $b(y)=k_1y[2a^2(y)+2\lambda a(y)+1]$. Prin grupări de termeni această ecuație se poate scrie :

$$\begin{aligned} c=(x+y) &= \frac{c(x)[2a^2(y)+2\lambda a(y)+1][1-2a(x)a(y)]}{[1-2a(x)a(y)]^3}+ \\ &+\frac{c(y)[2a^2(x)+2\lambda a(x)+1][1-2a(x)a(y)]}{[1-2a(x)a(y)]^3}+ \\ &+\frac{[2a^2(x)+2\lambda a(x)+1][2a^2(y)+2\lambda a(y)+1]}{[1-2a(x)a(y)]^3}\{2k_1^2xy[2a(x)+2a(y)+\lambda a(x)a(y)+\lambda]+ \\ &+2k_1^2x^2a(y)[2a^2(x)+2\lambda a(x)+1]+2k_1^2y^2a(x)[2a^2(y)+2\lambda a(y)+1].\} \end{aligned} \quad (15)$$

In această ecuaţie funcţională facem următoarea schimbare de funcţie :

$$c(x)=[2a^2(x)+2\lambda a(x)+1][k_1^2 x^2(2a(x)+\lambda)+\psi(x)] \tag{16}$$

şi din (15) se obţine ecuaţia funcţională a lui Cauchy :

$$\psi(x+y)=\psi(x)+\psi(y) \tag{16'}$$

a cărei soluţie generală reală este :

$$\psi(x)=k_2 x\,;\quad k_2\in R \tag{16''}$$

Soluţia generală reală şi continuă pentru funcţia $c(x)$ este :

$$\left.\begin{aligned} c(x)&=\frac{1}{1-\lambda\sin 2qx}\cdot\left\{\frac{k_1^2 x^2[\lambda+\operatorname{tg} qx]}{1-\lambda\operatorname{tg} qx}+k_2 x\right\}\\ \text{sau}\qquad c(x)&=\frac{k_2 x}{1-\lambda\sin 2qx}\left\{\frac{Ax(\lambda+\operatorname{tg} qx)}{1-\lambda\operatorname{tg} qx}+1\right\};\quad A=\frac{k_1^2}{k_2}\end{aligned}\right\} \tag{17}$$

unde k_1, k_2, $q\in R$, $\lambda^2=1$.

Deci soluţia generală reală şi continuă a sistemului de ecuaţii funcţionale (3) este :

$$\left.\begin{aligned} a(x)&=\frac{\operatorname{tg} qx}{1-\lambda\operatorname{tg} qx}\\ b(x)&=\frac{k_1 x}{1-\lambda\sin 2qx}\\ c(x)&=\frac{x}{1-\lambda\sin 2qx}\left\{\frac{k_1^2 x(\lambda+\operatorname{tg} qx)}{1-\lambda\operatorname{tg} qx}+k_2\right\}\end{aligned}\right\} \tag{18}$$

unde k_1, k_2, q sînt constante arbitrare reale şi $\lambda^2=1$.

4. Sistemul de ecuaţii funcţionale scris sub nr. (4) conţine trei funcţii reale de un argument real.

Soluţia generală reală şi continuă pentru prima ecuaţie din sistemul (4) este dată după V. Alaci de expresia :

$$A(x)=\frac{1}{1+\operatorname{tg} qx}=\frac{\cos qx}{\sin qx+\cos qx}\,;\quad q\in R. \tag{19}$$

Ca să găsim expresia funcţiei $B(x)$, în a doua ecuaţie din sistemul (4) se introduce $A(x+y)$ din prima ecuaţie. Prin grupări de termeni această ecuaţie se poate scrie :

$$B(x+y)=\frac{B(x)[2A^2(y)-2A(y)+1]+B(y)[2A^2(x)-2A(x)+1]}{[2A(x)+2A(y)-2A(x)A(y)-1]^2}. \tag{20}$$

În (20) facem schimbarea de funcție :

$$B(x)=\varphi(x)\,[2A^2(x)-2A(x)+1] \tag{21}$$

se obține ecuația funcțională a lui Cauchy

$$\varphi(x+y)=\varphi(x)+\varphi(y) \tag{21'}$$

a cărei soluție generală reală este :

$$\varphi(x)=K_1x\,;K_1\in R \tag{21''}$$

Atunci soluția generală, reală și continuă pentru funcția $B(x)$ este :

$$B(x)=\frac{K_1x}{1+\sin 2qx}\,;\quad K_1,\,q\in R \tag{22}$$

Ultima ecuație din sistemul nr. (4) se soluționează introducînd pe $A(x+y)$ și pe $B(x+y)$ date de primele două ecuații iar pe

$$B(x)=K_1x[2A^2(x)-2A(x)+1]\quad\text{și}\quad B(y)=K_1y[2A^2(y)-2A(y)+1].$$

Prin grupări de termeni această ecuație se poate scrie astfel :

$$C(x+y)=\frac{C(x)[2A^2(y)-2A(y)+1][2A(x)+2A(y)-2A(x)A(y)-1]}{[2A(x)+2A(y)-2A(x)A(y)-1]^3}+ \tag{23}$$

$$+\frac{C(y)[2A^2(x)-2A(x)+1][2A(x)+2A(y)-2A(x)A(y)-1]}{[2A(x)+2A(y)-2A(x)A(y)-1]^3}+$$

$$+\frac{[2A^2(x)-2A(x)+1][2A^2(y)-2A(y)+1]}{[2A(x)+2A(y)-2A(x)A(y)-1]^3}\{2K_1^2x^2[A(y)-1][2A^2(x)-2A(x)+1]+$$

$$+2K_1^2xy[A(x)+A(y)-1+(A(x)-1)(2A^2(y)-2A(y)+1)+$$

$$+(A(y)-1)(2A^2(x)-2A(x)+1)]+2K_1^2y^2[A(x)-1][2A^2(y)-2A(y)+1]\}$$

În această ecuație funcțională facem schimbarea de funcție :

$$C(x)=[2A^2(x)-2A(x)+1][K_1^2x^2(2A(x)-1)+\psi(x)] \tag{24}$$

se obține ecuația funcțională a lui Cauchy

$$\psi(x+y)=\psi(x)+\psi(y) \tag{24'}$$

a cărei soluție generală reală este :

$$\psi(x)=K_2x\,;\quad K_2\in R \tag{24''}$$

Soluția generală reală și continuă pentru funcția $C(x)$ este :

$$C(x)=\frac{x}{1+\sin 2qx}\left[\frac{K_1^2\,x(1-\operatorname{tg} qx)}{1+\operatorname{tg} qx}+K_2\right] \tag{25}$$

unde K_1, K_2, $q \in R$, sau

$$C(x) = \frac{x}{1+\sin 2qx}\left[K_2 - K_1^2 x \operatorname{tg}\left(qx - \frac{\pi}{4}\right)\right]. \tag{25'}$$

Atunci soluția generală reală și continuă a sistemului de ecuații funcționale (4) este:

$$\left.\begin{aligned} A(x) &= \frac{1}{1+\operatorname{tg} qx} \\ B(x) &= \frac{K_1 x}{1+\sin 2qx} \\ C(x) &= \frac{x}{1+\sin 2qx}\left[K_2 - K_1^2 x \operatorname{tg}\left(qx - \frac{\pi}{4}\right)\right] \end{aligned}\right\} \tag{26}$$

unde K_1, K_2, q sînt constante reale arbitrare.

Folosind raționamente și procedee de calcul analoage cu cele întrebuințate în rezolvarea sistemelor (3) și (4), rezolvăm și sistemele de ecuații funcționale (5), (6), (7), (8), (9) și (10).

Dăm mai jos soluțiile generale, reale și continue pentru aceste sisteme:

Pentru sistemul de ecuații funcționale nr. (5):

$$\left.\begin{aligned} \alpha(x) &= \frac{\operatorname{th} qx}{1-\lambda \operatorname{th} qx} \\ \beta(x) &= \frac{C_1 x[1+\lambda \operatorname{th} qx]}{1-\lambda \operatorname{th} qx} \\ \gamma(x) &= \frac{x(1+\lambda \operatorname{th} qx}{1-\lambda \operatorname{th} qx}[C_2 + \lambda C_1^2 x] \end{aligned}\right\} \tag{27}$$

unde C_1, C_2, $q \in R$; $\lambda^2 = 1$.

Pentru sistemul de ecuații funcționale nr. (6):

$$\left.\begin{aligned} F(x) &= \frac{1}{1+\operatorname{th} qx} = \frac{1+e^{-2qx}}{2} \\ G(x) &= \frac{k_1 x[1-\operatorname{th} qx]}{1+\operatorname{th} qx} = k_1 x e^{-2qx} \\ H(x) &= \frac{x[1-\operatorname{th} qx]}{1+\operatorname{th} qx}[k_1^2 x + k_2] = x(k_1^2 x + k_2) e^{-2qx} \end{aligned}\right\} \tag{28}$$

unde k_1, k_2, $q \in R$.

Pentru sistemul de ecuații funcționale nr. (7):

$$\left.\begin{aligned}
&a_1(x+y)=\frac{\operatorname{tg}[\theta+\theta'+a(x+y)]}{1-\lambda\operatorname{tg}[\theta+\theta'+a(x+y)]};\quad b_1(x+y)=\frac{k_1(x+y+\theta_1+\theta_2)}{1-\lambda\sin 2[\theta+\theta'+a(x+y)]}\\
&a_2(x)=\frac{\operatorname{tg}[\theta+ax)}{1-\lambda\operatorname{tg}(\theta+ax)};\qquad b_2(x)=\frac{k_1(x+\theta_1)}{1-\lambda\sin 2(\theta+ax)}\\
&a_3(y)=\frac{\operatorname{tg}(\theta'+ay)}{1-\lambda\operatorname{tg}(\theta'+ay)};\qquad b_3(y)=\frac{k_1(y+\theta_2)}{1-\lambda\sin 2(\theta'+ay)}\\
&c_1(x+y)=\\
&\quad=\frac{1}{1-\lambda\sin 2[\theta+\theta'+a(x+y)]}\left\{\frac{k_1^2(x+y+\theta_1+\lambda\theta_2)^2[\lambda+\operatorname{tg}(\theta+\theta'+a(x+y)}{1-\lambda\operatorname{tg}[\theta+\theta'+a(x+y)]}+\right.\\
&\qquad\left.+k_2(x+y+\theta_1^*+\theta_2^*)\right\}\\
&c_2(x)=\frac{1}{1-\lambda\sin 2(\theta+ax)}\left\{\frac{k_1^2(x+\theta_1)^2[\lambda+\operatorname{tg}(\theta+ax)]}{1-\lambda\operatorname{tg}(\theta+ax)}+k_2(x+\theta_1^*)\right\}\\
&c_3(y)=\frac{1}{1-\lambda\sin 2(\theta'+ay)}\cdot\left\{\frac{k_1^2(y+\theta_2)^2[\lambda+\operatorname{tg}(\theta'+ay)]}{1-\lambda\operatorname{tg}(\theta'+ay)}+k_2(y+\theta_2^*)\right\}
\end{aligned}\right\}\quad(29)$$

unde θ, θ', a, k_1, k_2, θ_1^*, θ_2^*, θ_1, $\theta_2\in R$; $\lambda^2=1$

Pentru sistemul de ecuații funcționale nr. (8):

$$\left.\begin{aligned}
&A_1(x+y)=\frac{1}{1+\operatorname{tg}[u+v+\mu(x+y)]};\quad B_1(x+y)=\frac{K_1(x+y+s_1+s_2}{1+\sin 2[u+v+\mu(x+y)]}\\
&A_2(x)=\frac{1}{1+\operatorname{tg}(u+\mu x)};\qquad B_2(x)=\frac{K_1(x+s_1)}{1+\sin 2(u+\mu x)}\\
&A_3(y)=\frac{1}{1+\operatorname{tg}(v+\mu y)};\qquad B_3(y)=\frac{K_1(y+s_2)}{1+\sin 2(v+\mu y)}\\
&C_1(x+y)=\\
&\quad=\frac{1}{1+\sin 2(u+v+\mu(x+y)]}\left\{\frac{K_1^2(x+y+s_1+s_2)^2[1-\operatorname{tg}(u+v+\mu(x+y)}{1+\operatorname{tg}(u+v+\mu(x+y)}+\right.\\
&\qquad\left.+k_2(x+y+s_1^*+s_2^*)\right\}\\
&C_2(x)=\frac{1}{1+\sin 2(u+\mu x)}\left\{\frac{K_1^2(x+s_1)^2[1-\operatorname{tg}(u+\mu x)]}{1+\operatorname{tg}(u+\mu x)}+K_2(x+s_1^*)\right\}\\
&C_3(y)=\frac{1}{1+\sin 2(v+\mu y)}\left\{\frac{K_1^2(y+s_2)^2[1-\operatorname{tg}(v+\mu y)]}{1+\operatorname{tg}(v+\mu y)}+K_2(y+s_2^*)\right\}
\end{aligned}\right\}\quad(30)$$

unde u, v, μ, K_1, K_2, s_1, s_2, s_1^*, $s_2^*\in R$.

Pentru sistemul de ecuaţii funcţionale nr. (9):

$$\left.\begin{aligned}
&f_1(x+y)=\frac{\operatorname{th}[\omega+\omega'+\nu(x+y)]}{1-\lambda\operatorname{th}[\omega+\omega'+\nu(x+y)]};\\
&\qquad g_1(x+y)=\frac{k_1(x+y+\eta+\eta')[1+\lambda\operatorname{th}(\omega+\omega'+\nu(x+y)]}{1-\lambda\operatorname{th}[\omega+\omega'+\nu(x+y)]}\\
&f_2(x)=\frac{\operatorname{th}(\omega+\nu x)}{1-\lambda\operatorname{th}(\omega+\nu x)};\quad g_2(x)=\frac{k_1(x+\eta)[1+\lambda\operatorname{th}(\omega+\nu x)]}{1-\lambda\operatorname{th}(\omega+\nu x)}\\
&f_3(y)=\frac{\operatorname{th}(\omega'+\nu y)}{1-\lambda\operatorname{th}(\omega'+\nu y)};\quad g_3(y)=\frac{k_1(y+\eta')[1+\lambda\operatorname{th}(\omega'+\nu y)]}{1-\lambda\operatorname{th}(\omega'+\nu y)}\\
&h_1(x+y)=\frac{1+\lambda\operatorname{th}[\omega+\omega'+\nu(x+y)]}{1-\lambda\operatorname{th}[\omega+\omega'+\nu(x+y)]}\{\lambda k_1^2(x+y+\eta+\eta')^2+\\
&\qquad +k_2(x+y+\eta_*+\eta'_*)\}\\
&h_2(x)=\frac{1+\lambda\operatorname{th}(\omega+\nu x)}{1-\lambda\operatorname{th}(\omega+\nu x)}\{\lambda k_1^2(x+\eta)^2+k_2(x+\eta_*)\}\\
&h_3(y)=\frac{1+\lambda\operatorname{th}(\omega'+\nu y)}{1-\lambda\operatorname{th}(\omega'+\nu y)}\{\lambda k_1^2(y+\eta')^2+k_2(y+\eta'_*)\}
\end{aligned}\right\}\quad(31)$$

unde k_1, k_2, ω, ω', η, η', η_*, η'_*, $\nu\in R$

Pentru sistemul de ecuaţii funcţionale nr. (10):

$$\left.\begin{aligned}
&M_1(x+y)=\frac{1}{1+\operatorname{th}(\varepsilon+\varepsilon'+m(x+y))};\\
&\qquad N_1(x+y)=\frac{c_1(x+y+\zeta_1+\zeta_2)[1-\operatorname{th}(\varepsilon+\varepsilon'+m(x+y)]}{1+\operatorname{th}[\varepsilon+\varepsilon'+m(x+y)]}\\
&M_2(x)=\frac{1}{1+\operatorname{th}(\varepsilon+mx)};\quad N_2(x)=\frac{c_1(x+\zeta_1)[1-\operatorname{th}(\varepsilon+mx)]}{1+\operatorname{th}(\varepsilon+mx)}\\
&M_3(y)=\frac{1}{1+\operatorname{th}(\varepsilon'+my)};\quad N_3(y)=\frac{c_1(y+\zeta_2)[1-\operatorname{th}(\varepsilon'+my)]}{1+\operatorname{th}(\varepsilon'+my)}\\
&P_1(x+y)=\frac{1-\operatorname{th}[\varepsilon+\varepsilon'+m(x+y)]}{1+\operatorname{th}[\varepsilon+\varepsilon'+m(x+y)]}[c_1^2(x+y+\zeta_1+\zeta_2)^2+\\
&\qquad +c_2(x+y+\zeta'_1+\zeta'_2)]\\
&P_2(x)=\frac{1-\operatorname{th}(\varepsilon+mx)}{1+\operatorname{th}(\varepsilon+mx)}[c_1^2(x+\zeta_1)^2+c_2(x+\zeta'_1)]\\
&P_3(y)=\frac{1-\operatorname{th}(\varepsilon'+my)}{1+\operatorname{th}(\varepsilon'+my)}[c_1^2(y+\zeta_2)^2+c_2(y+\zeta'_2]
\end{aligned}\right\}\quad(32)$$

unde c_1, c_2, ε, ε', m, ζ_1, ζ_2, ζ'_1, $\zeta'_2\in R$.

BIBLIOGRAFIE

1. Alaci V., *Trigonometria pătratică*, ed. Timișoara (1939), p. 3—20.
2. Alaci V., Sur deux équations fonctionnelles, Mathematica (Cluj), t. XIX, (1943), p. 23—25.
3. M. Ghermănescu, *Ecuații funcționale*, Ed. Acad. R.P.R., București, 1960, p. 477.
4. J. Aczél, *Vorlesungen über Funktionalgleichungen und ihre Anwendungen*, Basel und Stuttgart, 1961, p. 73.
5. Oct. Em. Gheorghiu, Uber eine Klasse von Funktionalgleichungen, Extrait de L'Enseignement Mathématique, tome X, fasc. 3—4, 1964.
6. Oct. Em. Gheorghiu, Despre un sistem de ecuații funcționale, Comunicările Acad. R.P.R., nr. 7, t. XIII, 1963, p. 589—593.
7. W. Pexider, Notiz über Funktionaltheoreme, Monatsh. Math., 1902, t. 14, p. 293—301.

СИСТЕМЫ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ ТИПА В. АЛАЧ

(РЕЗЮМЕ)

В настоящей работе решаются типовы систем функциональных уравнений, которые обобщают функциональные уравнения В. Алача, и находатся их общие решеня в том случае, когда система содержит числофункций равное Еислу уравнений системы, и в случае Пексидера.

FUNKTIONALGLEICHUNGSSYSTEME VON DER ART ALACI

(ZUSAMMENFASSUNG)

In der vorliegenden Arbeit werden verschiedene Systeme von Funktionalgleichungen gelöst, welche die Funktionalgleichungen von V. Alaci verallgemeinern. Es werden die allgemeinen Lösungen angegeben, uzw. wenn die Anzahl der unbekannten Funktionen gleich ist der Anzahl der Gleichungen des Systems, wie auch die entsprechenden Pexider-Systeme.

ASUPRA UNOR ALGEBRE CARE GENERALIZEAZĂ ALGEBRA FUNCȚIILOR ANALITICE PE CERC *)

DE

I. ISTRĂTESCU și GH. CONSTANTIN

1. Să considerăm algebra $C(\Gamma)$ a funcțiilor continue cu valori complexe definite pe $\Gamma=\{z\,;\,|z|=1\}$ și $A\subset C(\Gamma)$ o subalgebră uniform închisă cu proprietățile următoare:

a) $1\in A$.

b) Separă punctele lui Γ.

În cele ce urmează vom considera algebre care generalizează în mod natural algebra funcțiilor continue pe Γ și care admit o prelungire analitică în $\{|z|<1\}$.

2. Fie φ un omeomorfism al segmentului $[-\pi, \pi]$ în el însuși cu proprietatea $\varphi(\theta)=0$. Pentru $r\in[0,1]$ și $\theta\in[-\pi,\pi]$ vom pune

$$z_\varphi=re^{i\varphi(\theta)}.$$

Definiție 2.1. O funcție $f\in C(\Gamma)$ se numește φ analitică dacă pentru orice r, θ avem

$$f(r,\theta)=\sum_0^\infty a_k z_\varphi^k \qquad (r<1)$$

Notăm cu $\frac{1}{2\pi}d\varphi$ măsura normată generată de funcția $\varphi(\theta)$.

Definiție 2.2. Numim coeficient Fourier al funcției f numărul complex definit astfel

$$c_{n,\varphi}(f)=\frac{1}{2\pi}\int_{-\pi}^{\pi} f(\varphi(\theta))\,e^{-in\varphi(\theta)}\,d\varphi.$$

Teoremă. Dacă f este o funcție continuă pentru care $f(-\pi)=f(\pi)$, atunci

$$\sigma_{n,\varphi}(\theta)\xrightarrow{u} f(\varphi(\theta))$$

*) Lucrarea a fost prezentată la sesiunea de comunicări a cadrelor didactice din L.P.T. din 18—19 martie 1966.

unde

$$\sigma_{n,\varphi}(\theta)=\frac{1}{n}(s_{0,\varphi}+\ldots+s_{n,\varphi}).$$

Demonstrație. Să calculăm explicit pe $s_{n,\varphi}(\theta)$. Vom avea

$$s_{n,\varphi}(\theta)=\sum_{-n}^{n}c_{k,\varphi}e^{ik\varphi(\theta)}=\sum_{-n}^{n}e^{ik\varphi(\theta)}\frac{1}{2\pi}\int_{-\pi}^{\pi}f(\varphi(t))\,e^{-ik\varphi(t)}\,de=$$

$$=\frac{1}{2\pi}\int_{-\pi}^{\pi}f(\varphi(t))\sum_{-n}^{n}e^{ik[\varphi(\theta)-\varphi(t)]}\,d\varphi(t).$$

Rezultă astfel că

$$\sigma_{n,\varphi}(\theta)=\frac{1}{2\pi}\int_{-\pi}^{\pi}f(\varphi(t))\,K_{n,\varphi}[\varphi(\theta)-\varphi(t)]\,d\varphi(t)$$

unde $K_{n,\varphi}$ reprezintă suma Césaro pentru

$$\sum_{-\infty}^{\infty}e^{ik\varphi(\theta)}.$$

Se demonstrează ușor că

$$K_{n,\varphi}(\theta)=\frac{1}{n}\left[\frac{\sin\frac{n}{2}\varphi(\theta)}{\sin\frac{1}{2}\varphi(\theta)}\right]^2.$$

Funcțiile $K_{n,\varphi}(\theta)$ verifică evident următoarele relații:

a) $K_{n,\varphi}(\theta)\geqslant 0$

b) $\frac{1}{2\pi}\int_{-\pi}^{\pi}K_{n,\varphi}(\theta)\,d\varphi(\theta)=1.$

Să demonstrăm că are loc și următoarea proprietate: dacă I este un interval care conține punctul $\theta=0$, atunci

$$\lim_{n\to\infty}\sup_{\theta\notin I}|K_{n,\varphi}(\theta)|=0$$

In adevăr, fie $0<\delta<\pi$ și $\delta\leqslant|\varphi(\theta)|\leqslant\pi$. Cum

$$\left(\sin\frac{1}{2}\varphi(\theta)\right)^2\geqslant\left(\sin\frac{1}{2}\delta\right)^2$$

avem

$$|K_{n,\varphi}(\theta)|\leqslant\frac{1}{n\left(\sin\frac{1}{2}\delta\right)^2}$$

și de aci rezultă afirmația făcută.

Vom avea

$$\sigma_{n,\varphi}(\theta)-f(\varphi))=\frac{1}{2\pi}\int_{-\pi}^{\pi}[f(\varphi(t))-f(\varphi(\theta))]\,K_{n,\varphi}[\varphi(\theta)-\varphi(t)]\,d\varphi(t).$$

Întrucît funcția f este continuă, există $\delta > 0$, pentru orice $\theta \in [-\pi, \pi]$ astfel că

$$\sigma_{n,\varphi}(\theta) - f(\varphi(\theta)) = \frac{1}{2\pi}\int_{\theta-\delta}^{\theta+\delta} [f(\varphi(t)) - f(\varphi(\theta))] K_n[\varphi(\theta) - \varphi(t)]\, d\varphi(t) +$$

$$+ \frac{1}{2\pi} \int_{|t-\theta| \geqslant \delta} [f(\varphi(t)) - f(\varphi(\theta))] K_n[\varphi(\theta) - \varphi(t)]\, d\varphi(t).$$

Deci

$$|\sigma_{n,\varphi}(\theta) - f(\varphi(\theta))| \leqslant \sup_{|t-\theta| \leqslant \delta} |f(\varphi(t)) - f(\varphi(\theta))| +$$

$$+ 2\|f\|_\infty \sup_{|t-\theta| \geqslant \delta} K_n[\varphi(\theta) - \varphi(t)].$$

Dar

$$\lim_{n\to\infty} \sup_{|t-\theta| \geqslant \delta} K_n[\varphi(\theta) - \varphi(t)] = 0$$

și

$$|f(\varphi(t)) - f(\varphi(\theta))| < \varepsilon, \quad \text{dacă} \quad |\theta - t| \leqslant \delta,$$

ceea ce demonstrează teorema.

3. Vom defini algebra $A_\varphi(\Gamma)$ (algebra funcțiilor φ analitice pe Γ) ca fiind o subalgebră a lui $C(\Gamma)$ pentru care

$$\int_{-\pi}^{\pi} e^{-in\varphi(\theta)} f(\varphi(\theta))\, d\varphi(\theta) = 0, \qquad n = 1, 2, 3, \ldots$$

Teoremă. $A_\varphi(\Gamma)$ este maximală în $C(\Gamma)$.

Demonstrație. Metoda este cea folosită de K. Hoffman pentru demonstrația teoremei lui Wermer.

Fie h omomorfismul algebrei $A_\varphi(\Gamma)$, definit prin $h(f) = f(0)$. Avem două cazuri

a) h nu se prelungește la o algebră BA. Deducem că

$$\bar{z}_\varphi = e^{-i\varphi(\theta)} \in B$$

și conform teoremei lui Féjer de mai sus $B = C(\Gamma)$.

b) h se prelungește la B. Rezultă imediat că măsura cu care se reprezintă este $\frac{1}{2\pi} d\varphi(\theta)$. Cum $z_\varphi^n \in A_\varphi \subset B$ se deduce imediat că orice $f \in B$ este și în A_φ și teorema este demonstrată.

Vom arăta acum că o clasă de subalgebre ale lui $C(\Gamma)$ sînt în fond algebre de tipul considerat mai sus.

Teoremă. Orice algebră $A \subset C(\Gamma)$ care conține o funcție cu proprietatea că este în modul constantă pe Γ, ia toate valorile de pe Γ și separă punctele lui Γ, este o algebră A_φ.

Demonstrație. Putem presupune evident că

$$|f| = 1, \quad f = e^{i\varphi(\theta)}$$

unde $\varphi(\theta)$ este un omomorfism al lui $[-\pi, \pi]$.

Să considerăm algebra A_φ de mai sus. Este evident că $A_\varphi \subset A \subset C(\Gamma)$ și cum A_φ este maximală rezultă $A_\varphi = A$.

BIBLIOGRAFIE

1. J. Wermer, On algebras of continuous functions, Proc. Amer. Math. Soc., 4 (1953), p. 866—869.
2. K. Hoffman and I. M. Singer, Maximal subalgebras of $C(\Gamma)$, Amer. Journ. Math., LXXIX, 2 (1957), p. 295—305.
3. K. Hofman and I. M. Singer, Maximal algebras of continuous functions, Acta Math., 103 (1960).
4. K. Hofman, Banach spaces of analytic functions, Prenticee Hall, 1962.

О НЕКОТОРЫХ АЛГЕБРАХ КОТОРЫЕ ОБОБЩАЮТ АЛГЕБРУ АНАЛИТИЧЕСКИХ ФУНКЦИЙ НА КРУГЕ

(РЕЗЮМЕ)

В работе строятся алгебры которые обобщают существивено алгебру непрерывных функций на $\Gamma=\{z; |z|=1\}$ и которые допускают аналитическое продолжение в $|z|<1$.

Для этого доказывается теорема максимальности Вермера и показывается что класе под алгебр $C(\Gamma)$ — алгебры данкого типа. зывается что класс подалгебр $c\Gamma$) — алгебры данкого типа.

ON SOME ALGEBRAS THAT GENERALIZE THE ALGEBRA OF ANALYTICAL FUNCTIONS ON THE CIRCLE

(SUMMARY)

In this paper, algebras that generalize in a natural way the algebra of continuous functions on $\Gamma=\{z; |z|=1\}$ and that admit an analytical extension in $|z|<1$, are being built.

For this reason, Wermer's maximality theorem is proved and it is shown that a class of $C(\Gamma)$ subalgebras are algebras of the considered type.

REGIMURILE PERIODICE STAȚIONARE ALE MECANISMELOR VIBROPERCUTANTE CU AMORTIZARE VÎSCOASĂ AVÎND UN GRAD DE LIBERTATE

DE

GH. SILAȘ, L. BRÎNDEU

Existența regimurilor periodice ale mecanismelor fără amortizare cu un singur grad de libertate a fost studiată teoretic într-o serie de lucrări [1—4] care au la bază soluția dată de Rusakov I. G.—Harkevici A. A. [1] și apoi de Barkan D. D. [2]. De asemenea aceste regimuri periodice au fost realizate experimental în anumite condiții [5—6].

În prezenta lucrare se determină condițiile de existență ale regimurilor periodice de mișcare ale acelorași mecanisme, considerînd și amortizarea vîscoasă. Rezultatele obținute generalizează pe cele obținute în lipsa amortizării.

1. Se consideră un mecanism vibropercutant cu un grad de libertate format din masa m așezată pe arcuri de constantă elastică k și amortizare vîscoasă cu coeficientul c (fig. 1). Asupra masei m acționează forța perturbatoare $F=m_0e\omega^2\cos(\omega t+\varphi)$ produsă de un generator de vibrații cu excentrice de masă m_0 și excentricitate e ce se rotesc în sensuri contrare cu viteza unghiulară ω. Ciocnirea masei m de reperul fix se consideră instantanee cu coeficientul de restituire R $(0\leqslant R\leqslant 1)$.

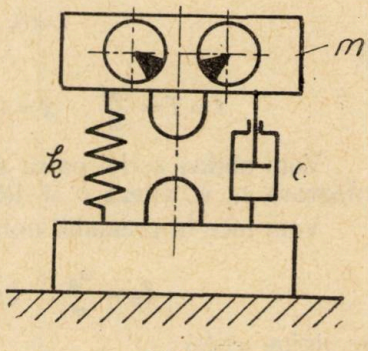


Fig. 1.

Dacă se consideră originea deplasării x a masei m în poziția nedeformată a arcului, ecuația diferențială a mișcării între două ciocniri consecutive este:

$$m\ddot{x}+c\dot{x}+kx=m_0e\omega^2\cos(\omega t+\varphi)-g. \qquad (1)$$

Folosind notațiile $\frac{c}{m}=2h$; $\frac{k}{m}=\omega_n^2$; $\frac{m_0e}{m}=A$

ecuația diferențială (1) devine:

$$\ddot{x}+2h\dot{x}+\omega_n^2 x=A\omega^2\cos(\omega t+\varphi)-g. \tag{2}$$

Soluția generală a ecuației (2) se poate scrie:

$$x=x_1 e^{-ht}\cos(pt+\psi)+x_2\cos(\omega t+\varphi+\alpha)-\frac{g}{\omega_n^2} \tag{3}$$

unde

$$p^2=\omega_n^2-h^2,\quad \operatorname{tg}\alpha=\frac{2h\omega}{\omega^2-\omega_n^2},\quad x_2=-\frac{A\omega^2}{\sqrt{(\omega_n^2-\omega^2)^2+4h^2\omega^2}}.$$

Valorile x_1 și ψ sînt constante de integrare.

2. Alegem ca origine a timpului $t=0$ momentul sfîrșitului unei ciocniri oarecare. Poziția masei m în acest moment este determinată de $x=-x_0$, unde x_0 reprezintă deformația arcurilor în momentul ciocnirii.

In această problemă interesează condițiile în care mișcarea masei m este aceeași între oricare două ciocniri consecutive.

Pentru aceasta trebuie să fie îndeplinite două condiții:

a) Viteza la începutul oricărei ciocniri va trebui să fie aceeași. Să o notăm cu $-v$. Rezultă că la sfîrșitul unei ciocniri oarecare viteza va fi Rv.

b) Intervalul de timp T dintre două ciocniri consecutive trebuie să fie un multiplu al perioadei forței perturbatoare, deoarece și aceasta trebuie să se repete identic.

Din cele de mai sus rezultă următoarele condiții la limită în intervalul T dintre două ciocniri:

$$t=0,\quad x=-x_0,\quad \dot{x}=Rv,$$

și

$$t=T=\frac{2\pi i}{\omega},\quad x=-x_0,\quad \dot{x}=-v;\qquad (i=1,2,3\ldots).$$

Vom obține astfel patru ecuații din care vom determina constantele de integrare x_1, ψ, viteza v și defasajul φ al forței perturbatoare.

Vom face în prealabil notațiile

$$\xi_n=\frac{\omega_n}{\omega},\quad \xi=\frac{p}{\omega},\quad \zeta=\frac{h}{\omega},\quad (\xi_n^2=\xi^2+\zeta^2). \tag{4}$$

Se obține astfel:

$$x_2=-\frac{A}{\sqrt{(1-\xi_n^2)^2+4\zeta^2}},\quad \operatorname{tg}\alpha=\frac{2\zeta}{1-\xi_n^2}. \tag{5}$$

Ținînd seama de condițiile la limită, din ecuația (3) rezultă

$$-x_0=x_1\cos\psi+x_2\cos(\varphi+\alpha)-\frac{g}{\omega_n^2}$$

$$Rv=-\omega[\zeta x_1\cos\psi+\xi x_1\sin\psi-x_2\sin(\varphi+\alpha)] \tag{6}$$

și

$$-x_0 = x_1 e^{-2\pi i\zeta} \cos(2\pi i\xi + \psi) + x_2 \cos(\varphi + \alpha) - \frac{g}{\omega_n^2}$$

$$-v = -\omega \left[\zeta x_1 e^{-2\pi i\zeta} \cos(2\pi i\xi + \psi) + \xi x_1 e^{-2\pi i\zeta} \sin(2\pi i\zeta + \psi) - x_2 \sin(\varphi + \alpha)\right] \quad (7)$$

Comparînd prima ecuație din (6) cu prima din (7) se obține

$$\cos\psi = e^{-2\pi i\zeta} \cos(2\pi i\xi + \psi) \quad (8)$$

de unde rezultă valoarea lui ψ

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{\cos 2\pi i\xi - e^{2\pi i\zeta}}{\sin 2\pi i\xi}. \quad (9)$$

Scăzînd ultima ecuație din (7) din ultima din (6) rezultă

$$x_1 = \frac{v(1+R)}{\omega\xi\left[e^{-2\pi i\zeta} \sin(2\pi i\xi + \psi) - \sin\psi\right]} \quad (10)$$

unde ψ are valoarea (9) iar v urmează să fie determinat.

Din ultima ecuație din (6) rezultă

$$\sin(\varphi + \alpha) = -\frac{vr(1-R)\sqrt{(1-\xi_n^2)^2 + 4\zeta^2}}{2A\omega} \quad (11)$$

unde avem

$$r = 1 + \frac{1+R}{1-R} \cdot \frac{\xi \operatorname{sh} 2\pi i\zeta - \zeta \sin 2\pi i\xi}{\xi(\operatorname{ch} 2\pi i\zeta - \cos 2\pi i\xi)} \quad (12)$$

iar α s-a calculat cu formula (5).

Ținînd seama de prima ecuație din (6) și de (12) rezultă pentru viteza de ciocnire v

$$v = \frac{2A\omega}{1-R} \cdot \frac{sf \pm \sqrt{\dfrac{r^2+f^2}{(1-\xi_n^2)^2+4\zeta^2} - s^2r^2}}{} \quad 13)$$

unde s-a notat

$$s = -\frac{x_0}{A} + \frac{g}{A\omega_n^2}, \quad f = \frac{1+R}{1-R} \cdot \frac{\sin 2\pi i\xi}{\xi(\operatorname{ch} 2\pi i\zeta - \cos 2\pi i\xi)}. \quad (14)$$

Din formulele de mai sus ce determină regimurile periodice staționare ale mecanismului vibropercutant cu amortizare, rezultă ca un caz particular cele cunoscute [2] pentru cazul cînd amortizarea este nulă și se obțin făcînd $c=0$, respectiv $\zeta=0$.

3. Pentru ca regimurile de mișcare periodice determinate anterior să existe trebuie să fie îndeplinite următoarele condiții:

a) Membrul drept al relației (13) ce determină viteza v trebuie să fie real și pozitiv.

b) Membrul drept al relației (11) ce determină pe $\sin(\varphi+\alpha)$ trebuie să fie subunitar.

Din formula (13) se vede că este posibil să se realizeze două regimuri periodice de mișcare corespunzătoare celor două semne din fața radicalului. Pentru ca viteza să fie reală, cantitatea de sub radical trebuie să fie pozitivă, ori care ar fi regimul ce se va realiza. Deci trebuie să avem :

$$|s| \leqslant \sqrt{\frac{1+\left(\frac{f}{r}\right)^2}{(1-\xi_n^2)^2+4\zeta^2}} = \frac{\sqrt{r^2+f^2}}{|r|\,d} \tag{15}$$

unde

$$d = \sqrt{(1-\xi_n^2)^2+4\zeta^2} > 0.$$

Să considerăm regimul ce corespunde semnului plus în fața radicalului. În acest caz vom analiza două situații posibile în ceea ce privește viteza v, și anume : $sf > 0$ și $sf < 0$.

În situația $sf > 0$ regimul de mișcare este posibil dacă este verificată condiția (15).

În situația $sf < 0$ regimul de mișcare este posibil dacă avem $s^2f^2 \leqslant \leqslant \frac{r^2+f^2}{(1-\xi_n^2)^2+4\zeta^2} - s^2r^2$ sau

$$|s| \leqslant \frac{1}{\sqrt{(1-\xi_n^2)^2+4\xi^2}} = \frac{1}{d}. \tag{16}$$

Comparînd (15) cu (16) rezultă că în cazul $sf < 0$ regimul poate exista dacă este verificată condiția (16).

Să analizăm acum, din punct de vedere al vitezei, regimul ce corespunde semnului minus în fața radicalului. Dacă $sf > 0$ regimul nu există. Cînd $sf < 0$ regimul de mișcare este posibil dacă $s^2f^2 \geqslant \frac{r^2+f^2}{(1-\xi_n^2)^2+4\zeta^2} - s^2r^2$ sau

$$|s| \geqslant \frac{1}{\sqrt{(1-\xi_n^2)^2+4\zeta^2}} = \frac{1}{d}.$$

Ținînd seama și de condiția (15) rezultă că trebuie să avem

$$\frac{1}{d} \leqslant |s| \leqslant \frac{\sqrt{r^2+f^2}}{|r|\,d}. \tag{17}$$

Am stabilit mai sus, din punct de vedere al vitezei, condițiile de existență a mișcării periodice. Se va arăta acum că în toate aceste cazuri condiția b) de mai sus este verificată.

Cu ajutorul valorii (13) a vitezei v formula (11) devine

$$\sin(\varphi+\alpha) = -\frac{r(sfd \pm \sqrt{r^2+f^2-s^2r^2d^2})}{r^2+f^2}.$$

Ţinînd seama că în condiţiile stabilite mai sus expresia din paranteză este pozitivă, condiţiile b) de mai sus se scriu

$$\frac{|r|(sfd \pm \sqrt{r^2+f^2-s^2r^2d^2})}{r^2+f^2} \leqslant 1 \tag{18}$$

sau

$$\pm |r| \sqrt{r^2+f^2-s^2r^2d^2} \leqslant r^2+f^2-sf|r|d. \tag{18'}$$

Vom arăta că membrul drept al acestei inegalităţi este pozitiv. Pentru $sf<0$, acest lucru este evident. Dacă $sf>0$, deoarece $|s|$ are maximul $\frac{\sqrt{r^2+f^2}}{|r|d}$, putem scrie $sf=|s||f| \leqslant \frac{|f|\sqrt{r^2+f^2}}{|r|d}$ astfel că avem

$$r^2+f^2-sf|r|d \geqslant r^2+f^2-|f|\sqrt{r^2+f^2} = \sqrt{r^2+f^2}(\sqrt{r^2+f^2}-|f|)>0.$$

Ţinînd seama de cele de mai sus, inegalitatea (18') este evidentă pentru semnul minus în faţa radicalului. Pentru a o demonstra şi în cazul semnului plus, acum putem să o ridicăm la patrat. Această inegalitate devine

$$(r^2+f^2)(f-s|r|d)^2>0$$

ceea ce demonstrează afirmaţiile de mai sus.

4°. Din formula (13) se vede că viteza v de ciocnire este funcţiune de s dat de formula (14). Pentru a se realiza cea mai eficace ciocnire vom determina valoarea lui s pentru ca viteza v să aibă valoarea maximă. Vom obţine

$$s_{opt} = \frac{f}{r\sqrt{(1-\xi_n^2)^2+4\zeta^2}}. \tag{19}$$

Înlocuind această valoare în formula (14) putem determina valoarea optimă pentru x_0.

Viteza de ciocnire maximă rezultă

$$v_{max} = \frac{2A_\omega}{1-R} \cdot \frac{f^2 \mp r^2}{r(r^2+f^2)\sqrt{(1-\xi_n^2)^2+4\zeta^2}}. \tag{20}$$

Din cele de mai sus se constată că forţele de amortizare vîscoasă modifică condiţiile de existenţă ale regimurilor periodice de mişcare ale mecanismelor vibropercutante. Prin introducerea acestor forţe regimurile de mişcare ale mecanismelor sînt mai apropiate de cele reale, deoarece întotdeauna există şi amortizare.

Condiţiile de existenţă şi de eficacitate maximă cunoscute pentru cazul fără amortizare [2]. Se deduc din cele stabilite anterior prin particularizare, făcînd $c=0$.

BIBLIOGRAFIE

1. Русаков И. Г., Харкевич А. А., Вынужденные колебания системы, ударяющейся об ограничитель, Ж.Т.Ф., т XII, 1942, вып. 11—12.
2. Баркан Д. Д., *Виброметод в строительстве*, Госстройиздат, Москва, 1959.

3. Корбинский А. Е., *Механизмы с упругими связями, Динамика и устойчивость*, Изд. Наука, Москва, 1964.
4. Рагульскене В. Л., Ударно-частотные характеристики виброударных систем, Труды АН Литовской ССР, Серия Б, 4(35), 1963.
5. Лившиц П. С., К вопросу о вынужденных колебаниях систем, ударяющихся об органичитель, ЖТФ, т XXII, 1952, вып. 6.
6. Raniszewski J., Model tests of a vibration-impact system, Proccedings of Vibration Problems, Warsaw, 1962, vol. 3, No. 3 (12).

ПЕРИОДИЧЕСКИЕ СТАЦИОНАРНЫЕ РЕЖИМЫ ВИБРОУДАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ С ВЯЗКОЙ АМОРТИЗАЦИЕЙ, ИМЕЮЩИХ ОДНУ СТЕПЕНЬ СВОБОДЫ

(РЕЗЮМЕ)

Для виброударного механизма, показанного на рис. 1, в котором действует и вязкая амортизирующая сила, устанавливается закон движения (3) между двумя соударениями, определея при помощи выражений (9), (10), (11), (14) постоянные интегрирования ψ, x_1, угол сдвига φ и скорость соударения v.

Условия существования периодического движения механизма были установлени и содержатся в неравенствах (15), (16), (17). Видно, что наиболее эффективное соударение получается при максимальной скорости (20), когда s имеет оптимальное значение данное формулой (19).

LES RÉGIMES PÉRIODIQUES STATIONNAIRES DES MÉCANISMES VIBROPERCUTANTS À AMORTISSEMENT VISQUEUX AYANT UN DEGRÉ DE LIBERTÉ

(RÉSUMÉ)

Pour le mécanisme vibropercutant de la fig. 1 où agit ausi la force d'amortissement visqueux, on établit la loi du mouvement entre deux collisions, en déterminant par les formules (9), (10), (11), (14) les constantes d'integration ψ, x_1, l'angle de défasage φ et la vitesse de collision v.

Les conditions d'existence du mouvement périodique du mécanisme ont été établies et sont incluses dans les inégalites (15), (16), (17). La collision à meilleure efficacité s'avère à être obtenue à vitesse maximum (20), lorsque s possède la valeur opptimum donnée par la formule (19).

REACȚIA BIOXIDULUI DE ZIRCONIU CU COBALT METALIC LA TEMPERATURI ÎNALTE

DE

D BECHERESCU, FR. WINTER și S. FLONDOR-STRĂIN

În prezenta lucrare au fost studiate transformările fizico-chimice ce au loc în masele sistemului ZrO_2—Co supuse topirii în jet de plasmă de argon și răcite brusc.

Rezultatele arată că în aceste condiții ZrO_2 reacționează cu Co ducînd la formarea unor soluții solide în care coexistă alături de ZrO_2 și Co ca și componenți inițiali și CoO, Co_2O_3 și Zr metalic.

I. INTRODUCERE

Proprietățile remarcabile ale ZrO_2 și în special a sistemelor binare ale acestuia la temperaturi ridicate au făcut ca el să devină în ultimul timp unul din oxizii cu perspective din cele mai mari în domeniul materialelor superrefractare.

Tot mai mulți cercetători din acest domeniu și-au concentrat atenția asupra acestui oxid. Mai mult, chiar laboratoare întregi cum este de exemplu și Laboratorul de cercetări în domeniul metalurgiei și ceramicei al Aerospace Research Laboratories-Ohio [1] și-au propus acest oxid ca obiect al unui studiu multilateral. Astfel lucrările lui B. C. Weber, P. Murray, C. T. Lynch, K. Smith și colaboratorii lor [2], [3], [4], [5] etc., înglobează studii legate de structura, poliformismul și stabilizarea ZrO_2. De asemenea lucrările lui R. Ruh și colaboratorii săi [6], [7], [8] abordează probleme legate de influența unor substanțe străine în structura ZrO_2 și reacția lui cu aceste substanțe. Aceste lucrări au permis o aplicabilitate tot mai mare a acestui oxid.

Prezenta lucrare a urmărit să elucideze transformările fizico-chimice ce au loc în sistemul ZrO_2—Co la temperaturi ridicate, mult peste temperaturile de topire ale bioxidului de zirconiu și cobaltului. În acest scop probele care au cuprins compoziții gravimetrice între 1% Co la 99% ZrO_2 și 80% CoO—20% ZrO_2, au fost topite într-un jet de plasmă de argon, răcite brusc și supuse după solidificare unui studiu spectrografic, roentgenografic și microscopic.

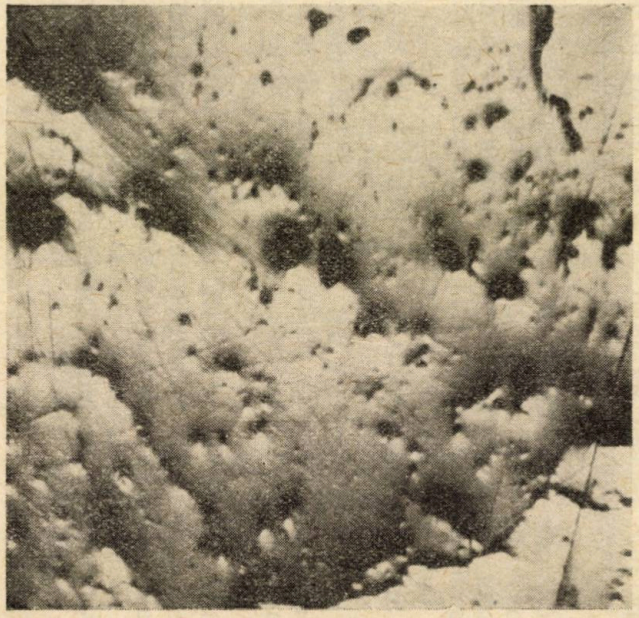


Fig. 1. Microstructura masei cu un conținut inițial de 98% ZrO_2 și 2% Co, după tratamentul termic (×460).

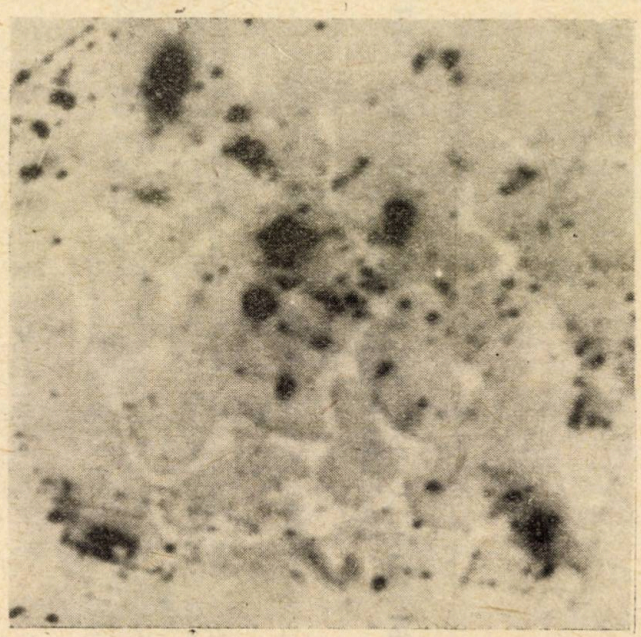


Fig. 2. Microstructura masei cu un conținut inițial de 75% ZrO_2 și 25% Co, după tratamentul termic (×460).

II. LUCRĂRILE EXPERIMENTALE ȘI DISCUTAREA REZULTATELOR

Pentru studiul proprietăților topiturilor solidificate ale sistemului ZrO_2—Co s-au folosit drept substanțe de bază ZrO_2 și Co metalic în pulbere, ambele pro analysi. Probele cîntărite la balanța analitică, în proporțiile de 1 pînă la 80% Co respectiv 99 pînă la 20% ZrO_2, au fost bine omogenizate apoi presate, la o presiune de 100 atm sub forma de paralelipipede cu secțiune dreptunghiulară de aproximativ 0,25 cm^2 și cu lungime de 6 cm. Probele astfel confecționate au fost topite într-un jet de plasmă de argon realizată cu un generator de plasmă cu o putere instalată de 60 kW. Topiturile rezultate la părăsirea jetului s-au solidificat brusc. Produsele au fost supuse unui studiu spectrografic, reontgenografic și microscopic.

În figurile 1 și 2 sînt redate imaginile microstructurilor maselor cu un conținut inițial de 2% respectiv 25% Co, obținute cu un microscop metalografic. Din figura 1 se poate observa că masa prezintă un caracter omogen în toată întinderea ei. Suprafețele rotunjite și întunecate reprezintă goluri în masa solidificată. Lipsa unor separațiuni metalice și caracterul omogen al masei arată că în acest raport metalul întrodus (cobalt) sau zirconiu metalic rezultat dintr-o eventuală reacție între Co și ZrO_2, se află sub limita de solubilitate a acestora în ZrO_2. Caracterul omogen al masei dispare în condițiile unui conținut inițial de 25% Co în ZrO_2 așa cum se vede în figura 2. În masa oxidică de culoare gri se observă de data aceasta separațiuni metalice cu aspect filonian de culoare albă. Ele sînt rezultatul depășirii limitei de solubilizare a fazei metalice în masa oxidică. Petele negre reprezintă și în acest caz goluri în masa solidificată.

Rezultatele experimentale obținute prin examinarea în infraroșu a tuturor compozițiilor luate în studiu, efectuate cu ajutorul unui spectrograf K. Zeiss Jena UR-10, folosind tehnica pastilelor de bromură de potasiu (5 mg substanță, 1 g KBr), sînt redate în tabelul 1. Benzile la 425, 515, 580

Tabelul 1

Benzile de absorbție ale ZrO_2, CoO, Co_2O_3 și a amestecurilor ZrO_2+x% Co, după tratamentul termic

	CoO	ZrO_2 monoclinic	ZrO_2 monoclinic cubic	ZrO_2 monoclinic	ZrO_2 (Co_2O_3) monoclinic	Co_2O_3	ZrO_2 monoclinic	ZrO_2 cubic	ZrO_2 cubic
ZrO_2	—	425	—	515	582	—	720	—	—
Cr_2O_3	—	—	—	—	575	665	—	—	—
ZrO_2+15% CaO	—	—	450	—	—	—	—	1 090	1 080
ZrO_2+ 1% Co	—	425	450	510	580	—	720	—	—
ZrO_2+ 2% Co	—	425	460	510	580	—	720	1 090	1 165
ZrO_2+ 3% Co	—	425	450	510	580	—	720	1 090	—
ZrO_2+ 4% Co	—	425	450	510	580	—	720	1 090	1 165
ZrO_2+ 6% Co	—	425	450	510	580	—	720	1 090	—
ZrO_2+ 8% Co	—	425	455	510	580	—	720	1 090	1 165
ZrO_2+10% Co	250 *)	430	460	510	580	—	720	1 090	1 165
ZrO_2+25% Co	250 *)	430	460	520	580	—	720	1 095	1 165
ZrO_2+50% Co	250 *)	430	460	510	580	665	720	1 095	1 165
ZrO_2+60% Co	250 *)	—	—	—	—	650	—	—	—
ZrO_2+80% Co	250 *)	—	—	—	—	655	—	—	—

* din literatura

și 720 cm^{-1} din spectrul de absorbție în infraroșu al ZrO_2 pur supus tratamentului termic descris (figura 3) arată existența formei monoclinice confirmată și de datele din literatură [9].

Studiul spectrelor de infraroșu al probelor cu adaosuri de cobalt arată că pentru concentrații mici de Co (pînă la 1% Co) spectrul ZrO_2 este aproape neschimbat. Mărirea conținutului de Co atrage după sine, o modificare

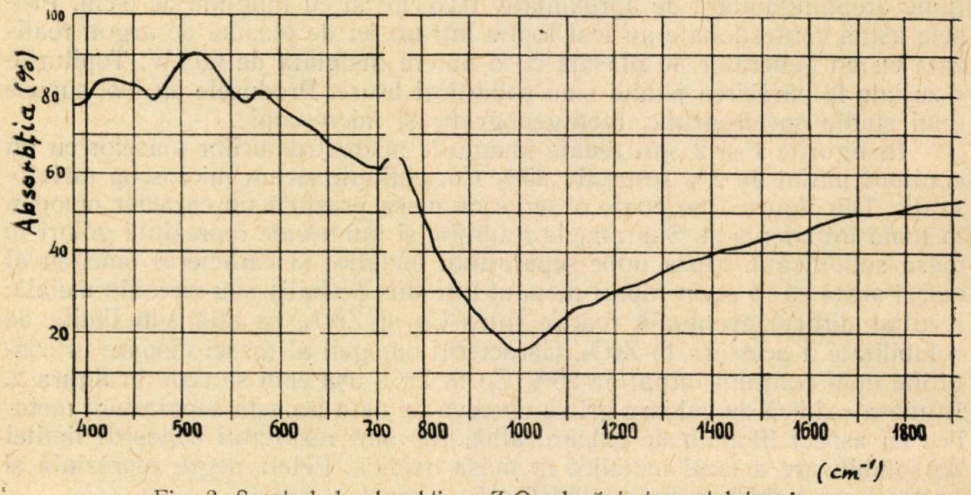


Fig. 3. Spectrul de absorbție a ZrO_2, după tratamentul termic.

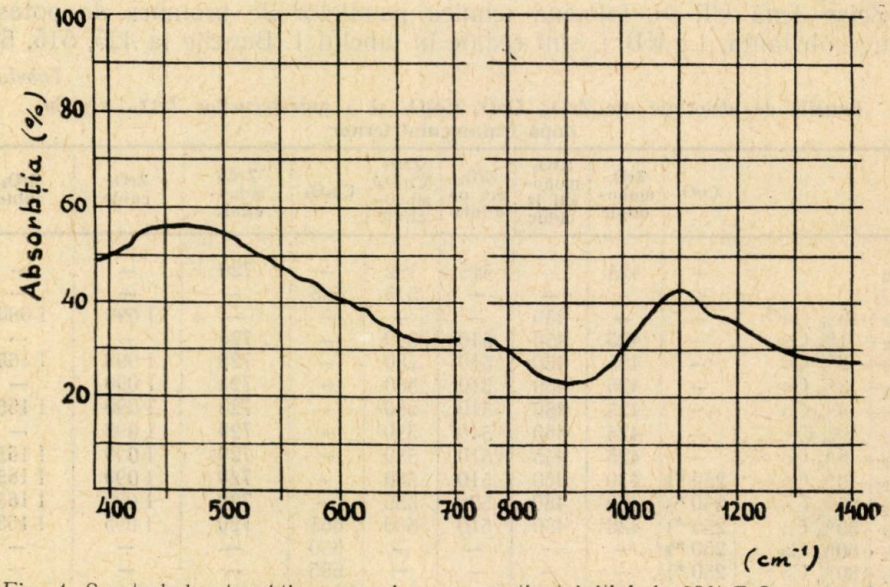


Fig. 4. Spectrul de absorbție a masei cu un conținut inițial de 98% ZrO_2 și 2% Co, după tratamentul termic.

radicală a spectrului. Benzile bioxidului de zirconiu monoclinic de la 425, 515, 580 și 720 cm^{-1} slăbesc foarte mult în intensitate, în schimb apar benzi noi, intense la 450, 1 090 și 1 165 cm^{-1} (fig. 4).

Fiind vorba de o cantitate mică de cobalt alături de substanța de bază, bioxidul de zirconiu, această modificare a spectrului nu poate fi pusă decît pe seama unei schimbări a rețelei cristaline a bioxidului de zirconiu. Într-adevăr, studiind spectrul bioxidului de zirconiu cu un adaos de 2% Co se constată că este spectrul ZrO_2 cubic [9]. Stabilizarea ZrO_2 în forma cubică se datorește, în acest caz, probabil oxidului de cobalt, CoO, care se formează în timpul tratamentului termic la temperaturi înalte cu același efect stabilizator ca și CaO.

Crescînd adaosul de Co peste 2% în greutate în amestecul inițial se constată o revenire a benzilor caracteristice pentru bioxidul de zirconiu monoclinic, alături de care se mențin însă într-o formă slabă și benzile bioxidului de zirconiu cubic (fig. 5).

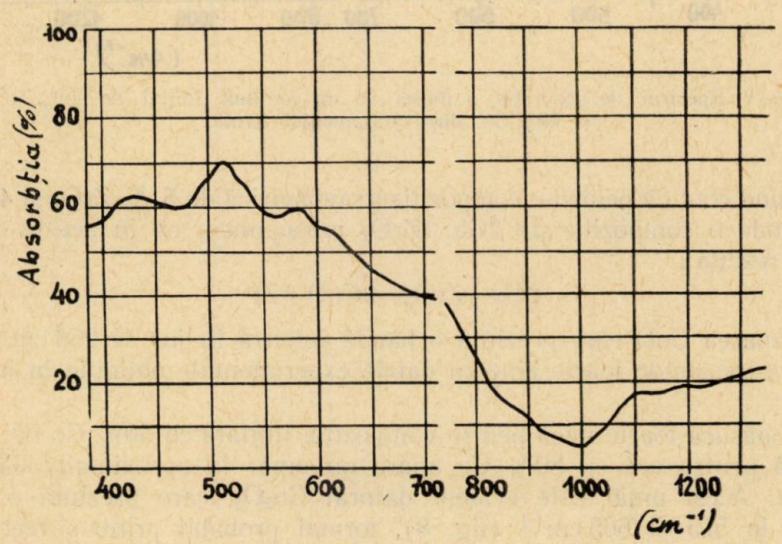


Fig. 5. Spectrul de absorbție a masei cu un conținut inițial de 96% ZrO_2 și 2% Co, după tratamentul termic.

Este remarcabil faptul că în jur de 8—10% Co benzile de ZrO_2 cubic cunosc o nouă intensificare în dauna celor de ZrO_2 monoclinic.

Examinînd probele cu un conținut mare de cobalt (peste 50% cobalt în amestecul inițial) reacția bioxidului de zirconiu cu cobaltul în condițiile unei topiri la temperaturi ridicate, este sigură.

Benzile ZrO_2 devin tot mai slabe fiind înlocuite cu o bandă intensă sub 400 cm^{-1} care apare în spectrul nostru doar parțial (fig. 6).

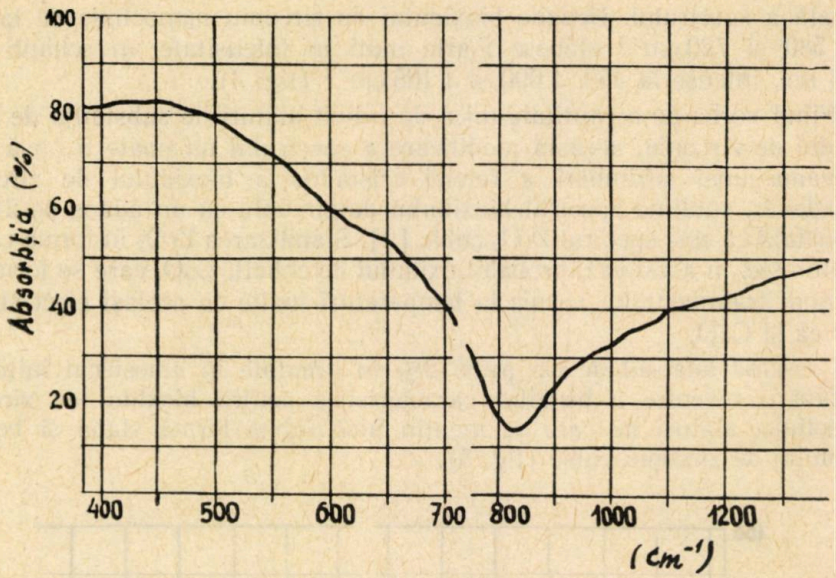


Fig. 6. Spectrul de absorbţie a masei cu un conţinut iniţial de 40% ZrO_2 şi 60% Co, după tratamentul termic.

Ţinînd cont că pentru o compoziţie gravimetrică de 51% ZrO_2 şi 49% Co corespunde o compoziţie de $2Co \cdot 1ZrO_2$ presupunem că în aceste condiţii are loc reacţia :

$$2Co + ZrO_2 = 2CoO + Zr$$

deci formarea CoO care prezintă o bandă intensă în jur de 256 cm^{-1} [10] ceea ce corespunde foarte bine cu datele experimentale obţinute în lucrarea de faţă.

În măsură foarte mică pentru compoziţia iniţială cu 50% Co net conturat însă pentru cea cu 80% Co apare un umăr la aproximativ 655 cm^{-1} (fig. 7). Acest umăr este evident datorat Co_2O_3, care prezintă o bandă intensă la 575 şi 665 cm^{-1} (fig. 8), format probabil printr-o reacţie secundară :

$$4CoO + ZrO_2 = 2Co_2O_3 + Zr$$

Această reacţie pare că are loc într-o măsură cu atît mai mare cu cît conţinutul de cobalt din amestecul iniţial este mai mare.

Formarea sigură a Co_2O_3 este o confirmare pentru formarea intermediară a CoO — oxidul mai stabil al cobaltului care în proporţii mici acţionează ca un stabilizator asupra formei cubice a ZrO_2.

Reacţia dintre bioxidul de zirconiu şi cobalt la temperaturi ridicate este confirmată şi de analizele roentgenografice efectuate asupra maselor luate în studiu. Folosind metoda pulberilor iar drept catod un catod de fier, s-au întocmit nomograme care pentru concentraţii mai mari de cobalt în bioxidul

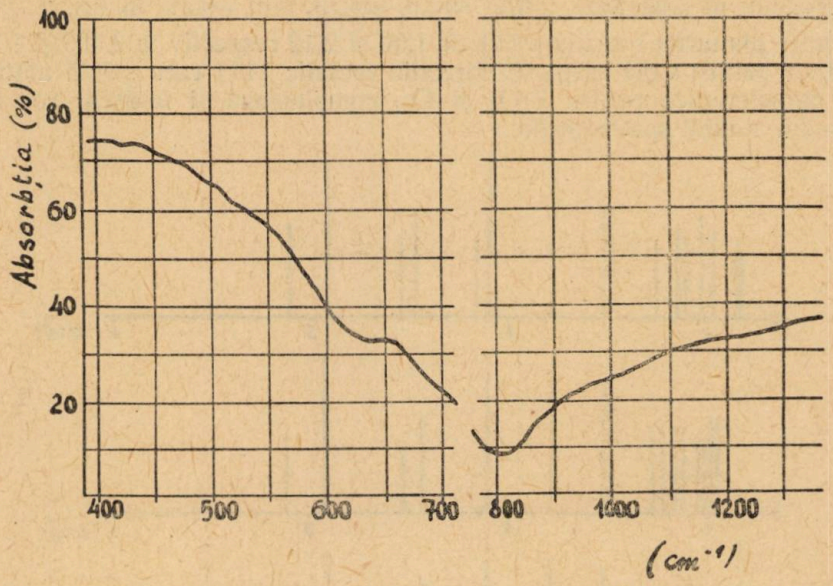


Fig. 7. Spectrul de absorbție a masei cu un conținut inițial de 20% ZrO_2 și 80% Co, după tratamentul termic.

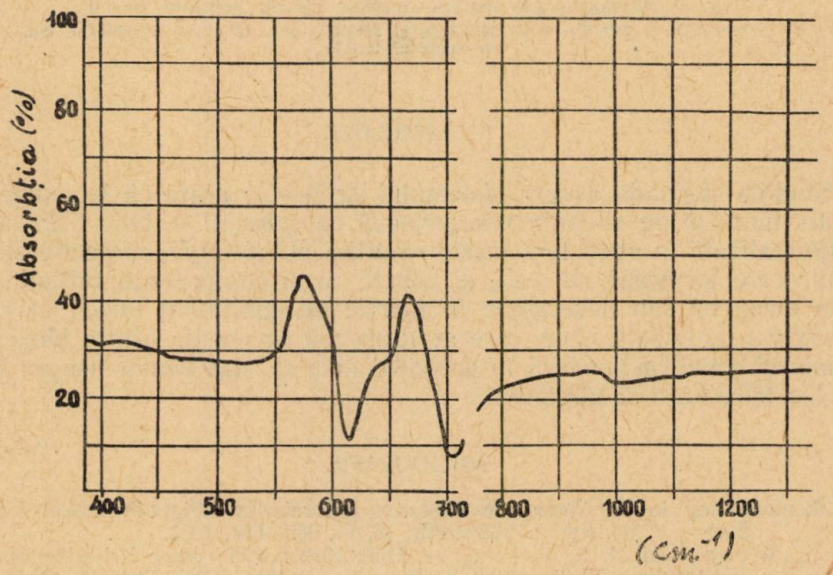


Fig. 8. Spectrul de absorbție a Co_2O_3, după tratamentul termic

de zirconiu, în amestecul iniţial supus topirii, sînt redate în fig. 9. Distanţele între planurile reticulare (d) de 1,50 şi 2,12 respectiv la 2,459 şi 2,573 Å specifice pentru CoO respectiv zirconiu metalic [11] care există alături de cele caracteristice pentru ZrO_2 şi Co, completează şi întăresc concluziile trase din studiul spectrografic.

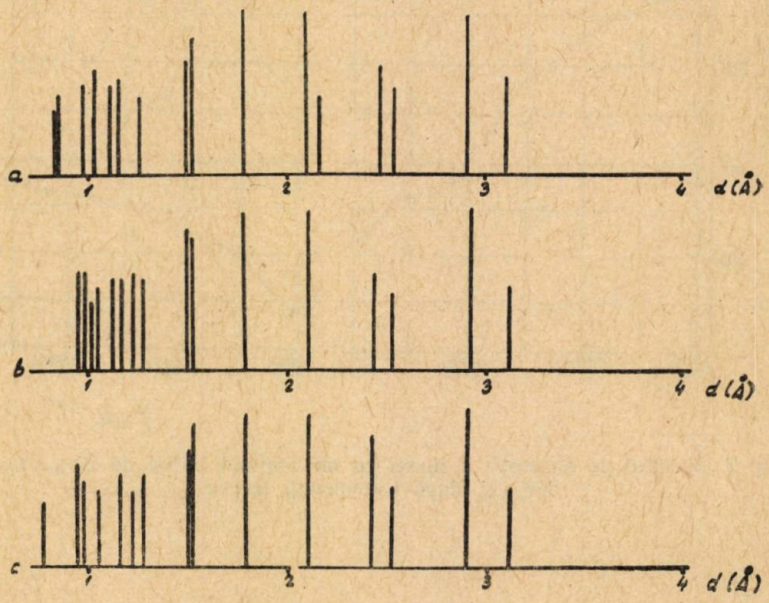


Fig. 9. Nomogramele asupra maselor cu un conţinut iniţial:
a — 75% ZrO_2 şi 25% Co; *b* — 50% ZrO_2 şi 50% Co; *c* — 40% ZrO_2 şi 60% Co, după tratamentul termic.

III. CONCLUZII

Studiile efectuate asupra sistemului ZrO_2—Co arată că la temperaturi ridicate bioxidul de zirconiu reacţionează cu cobaltul metalic. Din această reacţie realizată în atmosferă inertă rezultă CoO şi Co_2O_3 respectiv zirconiu metalic care formează cu ZrO_2 şi cobalt, ca şi componenţii iniţiali soluţii solide omogene sau heterogene în funcţie de conţinutul iniţial de cobalt.

Oxidul de cobalt, CoO, care se formează în reacţia dintre bioxidul de zirconiu şi cobalt acţionează în proporţii mici ca stabilizator asupra formei cubice a bioxidului de zirconiu.

BIBLIOGRAFIE

1. Zirkonforschung in der Aerospace Research Laboratories Wright-Patterson Air Force Base — Ohio. Keram. Zeitschrift, 15, 11, 682—684, 1963.
2. B. C. Weber and M. A. Schwartz, Uber Zirkonoxyd; Seine Kristallopolymorphie und Eignung als Werkstoff für hohe Temperaturen. Ber. Deutsch. Keram. Ges., 34, 12, 391—396, 1957.

3. P. Murray and E. B. Allison, Study of Monoclinic-Tetragonal Phase. Transformation in Zirconia. Trans. Brit. Ceram. Soc., 53, 6, 335—361, 1954.
4. C. T. Lynch, F. W. Vahldick and L. B. Robinson, Monoclinic-Tetragonal Transition of Zirconia, J. Am. Ceram. Soc., 44, 3, 147—148, 1961.
5. Deane K. Smith and Carl F. Cline, Verification of Existence of Cubic Zirconia at High Temperature, J. Am. Ceram. Soc., 45, 5, 249—250, 1962.
6. R. Ruh and H. I. Garret, Reactions of Chromium and Zirconia, Presented ad the Sixty-Third Annual Meeting, The American Ceramic Society, Toronto, Canada, April 1961, in press J. Am. Ceram. Soc.
7. R. Ruh, N. M. Tallan and N. A. Lipsitt, Effect of Metal Additions on the Properties of Zirconia, Presented at the Sixty-Fourth Anual Meeting, The Amer. Ceram. Soc., New-York, 1962.
8. R. Ruh, Reaction of Titanium and Zirconia at Elevated Temperatures. J. Am. Ceram. Soc., 46, 7, 301—307, 1963.
9. Neil T. Mc. Devitt and William L. Baun, Infrared Absorbtion Spectroscopy in Zirconia Research, J. Am. Ceram. Soc., 47, 12, 622—624, 1964.
10. J. Lecompte, Spectroscopie dans l infrarouge, Handbuch der Physik, S. Flügge, Bd. XXVI/V, Springer-Verlag, Berlin, p. 790.
11. L. I. Mirkin, Spravocinik po rentgenostructurnomu analizu polikristallov, p. 562, 485. Gosudarstvennoe izdatelistvo fiziko-matematiceskoi literaturi, Moskva, 1961, pag. 863.

РЕАКЦИЯ ДВУОКИСИ ЦИРКОНИЯ С МЕТАЛЛИЧЕСКИМ КОБАЛЬТОМ ПРИ ВЫСОКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ

(РЕЗЮМЕ)

В данной работе авторы исследовали физико-химические изменения имеющих место в массах системы ZrO_2—Co расплавливаемых в плазменном потоке аргона, а затем резко охлажденных.

Исследования показали что при высоких температурах ZrO_2 реагирует с металлическим кобальтом. В результате этой реакции — проведенной в инертной атмосфере — был получен CoO и Co_2O_3 соответственно металлический цирконий, который вместе с начальными составляющими системы (ZrO_2 и Co) образует твердые однородные или неоднородные растворы в зависимости от начального состава кобальта.

Окись кобальта (CoO) образовавшаяся в реакции, действует в качестве стабилизатора на ZrO_2 кубической формы.

DIE REAKTION VON ZrO_2 MIT KOBALT BEI HOHEN TEMPERATUREN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Die Arbeit umfasst ein Studium von physikalisch-chemischen Umwandlungen, die in den Gemischen des Systems ZrO_2—Co stattfinden, wenn diese in Plasmastrahl geschmolzen und anschliessend abgeschreckt werden.

Die ausgeführten Untersuchungen beweisen, dass bei höheren Temperaturen ZrO_2 mit metallischem Kobalt chemisch reagiert. Infolge dieser Reaktionen bilden sich in inerter Atmosphäre CoO und Co_2O_3 beziehungsweise metallisches Zr, welche mit den Ausgangskomponenten (ZrO_2 und Co) in Abhängigkeit vom Co-Gehalt, homogene oder heterogene feste Lösungen bilden.

Es wurde festgestellt, dass das entstandene CoO auf die kubische Form von ZrO_2 eine stabilisierende Wirkung hat.

O NOUĂ METODĂ DE DOZARE VOLUMETRICĂ A BISMUTULUI

DE

C. DRĂGULESCU, D. LAZĂR-JUCU, R. KUZMAN-ANTON

In literatura de specialitate sînt indicate puține metode de dozare a bismutului în prezența ionilor de clor, ioni care în majoritatea cazurilor îngreunează determinările și duc la rezultate nesigure.

Reissaus G. G. [1], propune o metodă volumetrică de dozare indirectă, reducînd bismutul, în soluție clorhidrică cu ajutorul cuprului metalic conform reacției :

$$Bi^{+++} + 3\,Cu = Bi + 3\,Cu^{+} ;$$

ionul cupros se titrează bromatometric.

Metoda sa însă, prezintă o serie de dezavantagii : pentru menținerea ionului cupros format, operațiile cerute de metodă reducere, filtrare se efectuează în atmosferă de CO_2, iar titrarea cu $KBrO_3$, dacă nu se poate realiza în mediu inert, trebuie executată extrem de repede, toate acestea constituie dificultăți de ordin practic.

Lucrarea noastră se bazează pe același principiu de reducere a bismutului în mediu clorhidric, conform reacției de mai sus, cu deosebirea că operațiile nu se mai execută în mediu inert, iar ionul de cupru se titrează complexometric [2].

In timpul reducerii bismutului, pentru a împiedica eventuala dizolvare a cuprului metalic, la gura fiolei Erlenmayer, se adaptează un ventil Bunsen.

METODA DE LUCRU

Soluțiile

Soluția de bismut este m/100 și aprox. 1,5 n în HCl. Titrul se stabilește gravimetric ca $BiPO_4$, după o prealabilă îndepărtare a ionilor de clor, prin aduceri repetate la sec, cu HNO_3.

Soluția de ANDA (acid antranildiacetic) reactivul pentru titrare complexometrică este m/100 și se prepară conform metodei indicate într-o lucrare mai veche a noastră [2].

Execuția practică

Soluția de clorură de bismut ce conține 15—30 mg Bi^{+++} se introduce într-o fiolă Erlenmayer de 300 ml. Acesteia i se adaugă 1 ml HCl concentrat și 75 ml apă. Se îndepărtează aerul, prin fierbere și agitarea soluției, apoi se introduc foițe de cupru electrolitic și se închide imediat, cu un ventil Bunsen. După aproximativ 15 min de slabă fierbere, se decantează cantitativ, ajungîndu-se la un volum de 150—200 ml. După răcire, se determină cuprul format, în prezența de murexid, cu ANDA la un *p*H 7,5 așa cum s-a descris în lucrarea amintită [2].

REZULTATELE EXPERIMENTALE

sînt redate în tabelul alăturat.

mg Bi		Eroare %	mg Bi		Eroare %
calculat	găsit		calculat	găsit	
15,84	15,88	+0,25	25,34	25,55	+0,77
	15,95	+0,69			
	15,85	+0,06	28,51	28,76	+0,87
	15,81	−0,19			
			31,68	31,79	+0,35
19,01	18,85	−0,84		31,70	+0,06
	18,98	−0,16		31,91	+0,72
				31,98	+0,94
22,18	22,01	−0,75		31,85	+0,53
	22,11	−0,27		31,82	+0,44

Pentru concentrații mici în bismut sau mai mari decît cele din tabel (15—30 mg), se obțin erori care variază între 2—4%; la cantități mici, valorile obținute sînt de obicei mai scăzute, spre deosebire de cele cu un conținut mai ridicat în bismut.

Ioni jenanți

În afară de ionii jenanți care sînt indicați la dozarea cuprului cu ANDA [2], mai stînjenesc determinările și ionii ce pot fi reduși de cuprul metalic în condițiile de lucru precum și reactivii care dizolvă cuprul (HNO_3, H_2SO_4).

CONCLUZII

Avantajul metodei noastre, în afară de faptul simplificării operațiilor și implicit a aparaturii, nelucrîndu-se în atmosferă inertă, constă, în aceea că ea permite determinarea destul de exactă a bismutului în cantități mici, se execută în prezența ionilor de clor, care jenează în cele mai multe din metodele de dozare. Metoda noastră este comodă, economică, relativ rapidă, se pretează bine la determinări în serie, iar rezultatele sînt satisfăcătoare pentru analizele curente.

BIBLIOGRAFIE

1. Fresenius W., Jander G., Handbuch der analytischen Chemie, III. Band, Va γ, 1951, p. 633.
2. C. Drăgulescu, T. Simonescu, Rozalia Anton, Studii și cercetări, Științe chimice. Acad. R.P.R., Baza Timișoara, Tom. VI, nr. 1—2.

НОВЫЙ МЕТОД ОБЪЕМНОЙ ДОЗИРОВКИ ВИСМУТА

(РЕЗЮМЕ)

Приводится новый метод косвенного об'емного титрования висмута, основанный на восстановлении последнего с солянокислой среде в металлической меди, согласно реакции :

$$Bi^{3+} + 3 \downarrow Cu = \downarrow Bi + {}_3Cu^{+}$$

Образовавшийся ион меди подвергается титрованию при pH 7—7,5 в присутствии мурексида.

Указанный метод дает возможность дозировать висмут в диапазоне 20—30 мгр.

EIN NEUES VERFAHREN ZUR MASSANALYTISCHEN BESTIMMUNG VON WISMUT

(ZUSAMMENFASSUNG)

Es wird ein neues Verfahren zur indirekten massanalytischen Titrierung von Wismut dargestellt. Dieses beruht auf seiner Reduktion in salzsaurer Lösung mittels metallischem Kupfer, gemäss folgender Reaktion :

$$Bi^{3+} + 3 \downarrow Cu = \downarrow Bi + 3\,Cu^{+}$$

Das entstandene Kupferion wird mit ANDA bei *p*H 7—7,5 in Gegenwart von Murexid titriert.

Das Verfahren ermöglicht es, zu 20—30 mg Wismut zu bestimmen.

TITRĂRI CU FENOSAFRANINA INDICATOR *)

DE

C. DRĂGULESCU și MARIA MITRĂNESCU

Se cunoaște utilizarea fenosafraninei ca indicator de adsorbție în titrarea argentometrică a Br^-, Cl^- și Ag^+ [1], [2].

Potențialul său foarte scăzut, —0,252 V la pH=7, o face potrivită pentru a indica echivalența în titrări cu reducători foarte energici. Este recomandată în titrarea Fe(III) cu săruri de Cr(II) [3], [4], V(II) [5] și Ti(III) [6], a Sb(V) cu $Ti_2(SO_4)_3$ [7] și a Cu(II) [3], [4], Ce(IV), $K_2Cr_2O_7$, KIO_3 și $KBrO_3$ [4] cu $CrSO_4$.

Fenosafranina n-a fost însă întrebuințată pînă în prezent ca indicator în titrări cu oxidanți puternici.

Scopul prezentei lucrări este de a dovedi posibilitatea folosirii sale ca indicator în titrări cu $KBrO_3$, KIO_3 și $Ce(SO_4)_2 \cdot 2(NH_4)_2SO_4$. Comportarea sa față de acești oxidanți a fost studiată pe exemplele titrării As(III), Tl(I) și $N_2H_4 \cdot H_2SO_4$ cu $KBrO_3$ și KIO_3 și a Fe(II) și $K_4Fe(CN)_6$ cu $Ce(SO_4)_2 \cdot 2(NH_4)_2SO_4$.

SOLUȚII

Soluțiile de H_3AsO_3 0,1 n s-au preparat dizolvînd cantități corespunzătoare de As_2O_3 p.a. resublimat în NaOH 1 n, diluînd și neutralizînd cu HCl. Concentrațiile soluțiilor s-au stabilit făcîndu-se uz de proprietatea As_2O_3 de a fi titrosubstanță și s-au verificat prin titrări potențiometrice cu soluții de $KBrO_3$ [8] și KIO_3 [9], [10] de concentrații cunoscute precum și iodometric [11].

Soluția de Tl_2SO_4 0,1 n s-a obținut din Tl_2SO_4 p.a. și pentru stabilirea concentrației s-a titrat potențiometric cu soluții titrate de $KBrO_3$ [12] și KIO_3 [9] și după oxidare la Tl(III) iodometric [13].

Soluțiile de $N_2H_4 \cdot H_2SO_4$ 0,1 n s-au preparat din cantități corespunzătoare de $N_2H_4 \cdot H_2SO_4$ purificat, dizolvate și diluate la balon cotat. Concentrațiile lor calculate s-au verificat prin titrări potențiometrice cu $KBrO_3$ [14] și KIO_3 [15] și iodometric [16].

---

* Lucrare comunicată la Conferința Republicană de Chimie, 27—30. VI. 1966.

Soluția de $FeSO_4$ 0,1 n s-a obținut din $FeSO_4 \cdot 7H_2O$ p.a. solvit într-o soluție de H_2SO_4 1 n; ea s-a titrat potențiometric înainte de întrebuințare, cu soluții de $K_2Cr_2O_7$ [17] și $Ce(SO_4)_2 \cdot 2(NH_4)_2SO_4$ [18] de concentrație cunoscută.

Soluția de $K_4Fe(CN)_6$ 0,1 n s-a preparat din $K_4Fe(CN)_6 \cdot 3H_2O$ și i s-a stabilit concentrația prin titrări potențiometrice cu soluții titrate de $KMnO_4$ [19] și de $Ce(SO_4)_2 \cdot 2(NH_4)_2SO_4$ [20], [21].

Soluțiile reactiv de $KBrO_3$ și KIO_3 0,1 n s-au obținut prin cîntărire de cantități corespunzătoare de $KBrO_3$ respectiv KIO_3 p.a.; titrul stabilit prin calcul s-a verificat prin titrări potențiometrice față de As_2O_3 p.a. [8], [9], [10] și iodometric [22].

Soluția reactiv de $Ce(SO_4)_2 \cdot 2(NH_4)_2SO_4$ 0,1 n s-a preparat disolvînd în H_2SO_4 1 n $Ce(SO_4)_2 \cdot 2(NH_4)_2SO_4 \cdot 2H_2O$ și filtrînd soluția rezultată. Concentrația sa s-a determinat față de As_2O_3 p.a. prin titrări potențiometrice.

Soluția indicatorului folosit, fenosafranina, a fost o soluție 0,2% în apă.

MODUL DE LUCRU

Probele titrate atît cu $KBrO_3$ cît și cu KIO_3 au fost măsurate din soluții 0,1 n ale ionilor respectivi, dozîndu-se cantități de As^{3+} cuprinse între 0,075—0,018 g, cantități de $N_2H_5^+$ între 0,016—0,004 g și de Tl^+ între 0,2—0,05 g în soluție de concentrație 0,03—0,008 n la echivalență.

Toate probele s-au acidulat cu HCl astfel încît concentrația acidului la echivalență să fie, atît în titrările cu $KBrO_3$ cît și cu KIO_3, de 4—5 n, ceea ce a revenit la o concentrație inițială între 4,3—7 n HCl.

Titrările cu $KBrO_3$ ale As^{3+} și $N_2H_4 \cdot H_2SO_4$ s-au efectuat la temperatura ordinară, la fel titrarea As^{3+}, Tl^+ și $N_2H_4 \cdot H_2SO_4$ cu KIO_3. Probele ionului Tl^+ titrate cu $KBrO_3$ s-au încălzit la 80° pentru a preveni precipitarea TlCl la acidulare; prezența TlCl nu prejudiciază însă titrările taliului cu KIO_3 care astfel se pot efectua la temperatura ordinară.

Probele ionilor Fe^{2+} și $Fe(CN)_6^{4-}$ titrate cu $Ce(SO_4)_2 \cdot 2(NH_4)_2SO_4$ au fost măsurate din soluții 0,1 n și au cuprins cantități de 0,11—0,028 g Fe^{2+}, respectiv 0,43—0,1 g $Fe(CN)_6^{4-}$ în soluții de concentrație 0,03—0,008 n la echivalență.

Titrările Fe^{2+} s-au efectuat în soluții 2—3,5 n în H_2SO_4 la echivalență și 2,1—4,7 n la începutul titrării iar titrările $Fe(CN)_6^{4-}$ la o concentrație finală în H_2SO_4 de 2—3 n și inițială 2,1—4 n.

Indicatorul, fenosafranina, se adaugă 3 picături soluție 0,2% pentru 60 ml volum final.

Schimbul de culoare care însoțește echivalența este în titrările cu $KBrO_3$ de la albastru-violet la roșu-violet, în titrările cu KIO_3 de la violet sau violet-brun, după cantitățile titrate și concentrația în acid, la oranj-roșu iar în titrările cu $Ce(SO_4)_2 \cdot 2(NH_4)_2SO_4$, depinzînd de ion, pentru Fe^2 de la albastru-violet la oranj-roșu iar pentru $Fe(CN)_6^{4-}$ de la roșu-brun la oranj-roșu.

Determinări potențiometrice și cu fenosafranină, efectuate în paralel, au arătat că consumul propriu în oxidant al indicatorului este de 0,01 ml soluție de $KBrO_3$, KIO_3 sau $Ce(SO_4)_2 \cdot 2(NH_4)_2SO_4$ 0,1 n.

Practic se procedează astfel :

1. Titrări cu $KBrO_3$: probele conținînd As(III) sau $N_2H_4 \cdot H_2SO_4$ se diluează și se acidulează cu HCl astfel încît concentrația ionului de dozat la echivalență să fie 0,03—0,008 n și a HCl 4—5 n ; se adaugă fenosafranină 3 picături pentru 60 ml volum final și se titrează la temperatura ambiantă cu $KBrO_3$ 0,1 n. Probele ionului Tl^+ se titrează la aceleași concentrații în ion, în HCl și indicator însă se încălzesc la 80° înaintea acidulării. În toate cazurile este necesar ca ritmul titrării să se încetinească în vecinătatea echivalenței datorită scăderii vitezei de reacție și să se continue titrarea pînă la virajul în roșu-violet.

2. Titrări cu KIO_3 : soluțiile de As(III), Tl(I) sau $N_2H_4 \cdot H_2SO_4$, diluate și acidulate corespunzător la 0,03—0,008 n în ion și 4—5 n în HCl la echivalență se tratează cu 3 picături fenosafranină pentru 60 ml volum final și se titrează cu KIO_3 0,1 n pînă la virajul în oranj-roșu. Determinările se efectuează la temperatura ambiantă atît pentru As(III) și $N_2H_4 \cdot H_2SO_4$ cît și pentru Tl(I), întrucît TlCl formată la acidulare reacționează în ritmul titrării și precipitatul dispare treptat.

3. Titrări cu $Ce(SO_4)_2 \cdot 2(NH_4)_2SO_4$: soluția conținînd Fe(II) sau $Fe(CN)_6^{4-}$ se diluează și se tratează cu H_2SO_4 astfel ca concentrația la echivalență a ionului de dozat să fie 0,03—0,008 n iar a H_2SO_4 între 2—3,5 n pentru Fe^{2+} și 2—3 n pentru $Fe(CN)_6^{4-}$; se adaugă 3 picături fenosafranină pentru 60 ml la echivalență și se titrează cu soluție 0,1 n de $Ce(SO_4)_2 \cdot 2(NH_4)_2SO_4$ pînă la viraj în oranj-roșu.

Pentru toți ionii dozați cu acești trei reactivi precizia a fost satisfăcătoare, abaterile de la valorile calculate fiind cuprinse între ±0,25%.

DATE EXPERIMENTALE

Titrări cu $KBrO_3$

Tabelul 1

Dozarea arsenului

As^{3+} titrat g	Volum $KBrO_3$ 0,09964 n utilizat ml	As^{3+} găsit g	Eroare %
0,01880	5,05	0,01884	+0,21
0,03008	8,08	0,03015	+0,23
0,03761	10,08	0,03761	0
0,04513	12,07	0,04504	−0,19
0,05641	15,14	0,05650	+0,15
0,06769	18,10	0,06754	−0,22
0,07522	20,11	0,07504	−0,23

Tabelul 2

Dozarea taliului

Tl^+ titrat g	Volum $KBrO_3$ 0,09904 n utilizat ml	Tl^+ găsit g	Eroare %
0,05070	4,99	0,05080	+0,19
0,03112	7,98	0,08125	+0,16
0,1014	9,95	0,1013	−0,09
0,1216	11,95	0,1216	0
0,1521	14,92	0,1519	−0,13
0,1825	17,97	0,1829	+0,21
0,2028	19,91	0,2027	−0,04

Tabelul 3

Dozarea hidrazinei

$N_2H_5^+$ titrat g	Volum $KBrO_3$ 0,09904 n utilizat ml	$N_2H_5^+$ găsit g	Eroare %
0,004135	5,03	0,004141	+0,14
0,006616	8,03	0,006612	−0,06
0,008270	10,06	0,008283	+0,15
0,009924	12,05	0,009930	+0,06
0,01240	15,07	0,01240	0
0,01488	18,03	0,01488	0
0,01654	20,07	0,01652	−0,12

Titrări cu KIO_3

Tabelul 4

Dozarea arsenului

As^{3+} titrat g	Volum KIO_3 0,1000 n utilizat ml	As^{3+} găsit g	Eroare %
0,01870	4,99	0,01869	−0,05
0,02992	8,01	0,03000	+0,26
0,03741	10,00	0,03745	+0,10
0,04489	12,01	0,04498	+0,20
0,05611	14,96	0,05603	−0,14
0,06733	17,97	0,06730	−0,04
0,07482	20,02	0,07498	+0,21

Tabelul 5

Dozarea taliului

Tl^+ titrat g	Volum KIO_3 0,1000 n utilizat ml	Tl^+ găsit g	Eroare %
0,05070	4,97	0,05078	+0,15
0,08112	7,95	0,08124	+0,14
0,1014	9,94	0,1015	+0,09
0,1216	11,90	0,1216	0
0,1521	14,83	0,1520	−0,06
0,1825	17,90	0,1829	+0,21
0,2028	19,82	0,2025	−0,14

Tabelul 6

Dozarea hidrazinei

$N_2H_5^+$ titrat g	Volum KIO_3 0,1000 n utilizat ml	$N_2H_5^+$ găsit g	Eroare %
0,004132	4,99	0,004123	−0,21
0,006611	8,02	0,006627	+0,24
0,008264	10,01	0,008272	+0,09
0,009916	11,98	0,009900	−0,16
0,01239	15,02	0,01241	+0,16
0,01487	18,00	0,01487	0
0,01652	19,99	0,01651	−0,06

Titrări cu $Ce(SO_4)_2 \cdot 2(NH_4)_2SO_4$

Tabelul 7

Dozarea fierului

Fe^{2+} titrat g	Volum $(NH_4)_4Ce(SO_4)_4$ 0,09874 n utilizat ml	Fe^{2+} găsit g	Eroare %
0,02854	5,19	0,02861	+0,24
0,04566	8,30	0,04576	+0,21
0,05708	10,34	0,05701	−0,12
0,06849	12,43	0,06854	+0,07
0,08562	15,51	0,08552	−0,11
0,1027	18,62	0,1026	−0,09
0,1141	20,73	0,1143	+0,17

Tabelul 8

Dozarea ferocianurei

$Fe(CN)_6^{4-}$ titrat g	Volum $(NH_4)_4Ce(So_4)_4$ 0,09874 n utilizat ml	$Fe(CN)_6^{4-}$ găsit g	Eroare %
0,1092	5,23	0,1094	+0,18
0,1748	8,35	0,1747	−0,05
0,2185	10,46	0,2189	+0,18
0,2622	12,52	0,2620	−0,07
0,3277	15,66	0,3277	0
0,3933	18,83	0,3940	+0,17
0,4370	20,90	0,4374	+0,09

CONCLUZII

Fenosafranina poate servi ca indicator în titrări bromatometrice, iodatometrice și cerimetrice. Ea permite recunoașterea cu precizie a echivalenței în titrările As(III), Tl(I) și $N_2H_4 \cdot H_2SO_4$ cu $KBrO_3$ și KIO_3 și a Fe(II) și $K_4Fe(CN)_6$ cu $Ce(SO_4)_2 \cdot 2(NH_4)_2SO_4$, prin faptul că un exces minimal de reactiv determină o pronunțată schimbare de culoare a indicatorului. Titrările în prezența fenosafraninei se pot efectua la temperatura ambiantă; încălzirea, recomandată în titrarea Tl^+ cu $KBrO_3$ urmărește să împiedice precipitarea TlCl și nu este cerută de comportarea indicatorului. Avantajos este și faptul că fenosafranina este solubilă în apă dînd soluții intens colorate.

BIBLIOGRAFIE

1. McColloch-Weir, Disseration München, 1926.
2. A. J. Berry, P. J. Durrant, Analyst, *55*, 613 (1930).
3. J. P. Tandon, R. C. Mehrotra, Z. anal. Chem., *158*, 20 (1957).
4. J. P. Tandon, R. C. Mehrotra, Z. anal. Chem., *187*, 410 (1962).
5. C. M. Ellis, A. I. Vogel, Analyst, *81*, 693 (1956).
6. P. V. Krishna Rao, G. Gopala Rao, Anal. Chim. Acta, *29*, 82 (1963).
7. H. Holness, G. Cornish, Analyst, *67*, 221 (1942).
8. T. Nakazono, S. Inoko, Sci. Rep. Tôhoku Imp. Univ. Ser. I, *26*, 303 (1937).
9. B. Singh, I. Ilahi, J. Indian Chem. Soc., *13*, 717 (1936).
10. S. M. A. Azim, A. Rehman, J. Indian Chem. Soc., *32*, 708 (1955).
11. I. M. Kolthoff, Z. anal. Chem., *60*, 393 (1921).
12. E. Zintl, G. Rienäcker, Z. anorg. Chem., *153*, 276 (1926).
13. J. Proszt, Z. anal. Chem., *73*, 401 (1928).
14. F. Jančik, O. Činková, J. Körbl, Collect. Czech. Chem. Commun., *24*, 2695 (1959)
15. B. Singh, I. Ilahi, J. Indian Chem. Soc., *14*, 376 (1937).
16. W. C. Bray, E. J. Cuy, J. Amer. Chem. Soc., *46*, 858 (1924).
17. I. M. Kolthoff, Chem. Weekblad, *16*, 450 (1919).
18. H. H. Wilard, Ph. Young, J. Amer. Chem. Soc., *50*, 1334 (1928).
19. I. M. Kolthoff, Rec. trav. chim. Pays-Bas, *41*, 343 (1922).
20. J. A. Atanasiu, V. Ştefănescu, Ber. chem. Ges., *61*, 1343 (1928).
21. N. H. Furman, O. M. Evans, J. Amer. Chem. Soc., *51*, 1128 (1929).
22. I. M. Kolthoff, Z. anal. Chem., *60*, 348 (1921).

ТИТРОВАНИЕ ФЕНОСАФРАНИНОВЫМ ИНДИКАТОРОМ

(РЕЗЮМЕ)

В работе приводится использование феносафранина в качестве индикатора при броматометрических, йодатометрических и цериметрических определениях.

Титровались As^{3+}, Tl^{+} и $N_2H_4 \cdot H_2SO_4$ в солянокислых растворах с $KBrO_3$ и KIO_3 и Fe^{2+} и $Fe(CN)_6^{4-}$ в сернокислых растворах с $Ce(SO_4)_2 \cdot KBrO_3$ и KIO_3 и Fe^{2+} и $Fe(CN)_6^{4-}$ в сернокислых растворах с $Ce(SO_4)_2 \cdot 2(NH_4)_2SO_4$.

Все определения производятся при комнатной температуре, кроме дозировки иона таллия (I) с $KBrO_3$ которая делается при более высокой температуре.

Методы работы характеризуются большой точностью и быстротой.

TITRIERUNGEN MIT PHENOSAFRANIN ALS INDIKATOR

(ZUSAMMENFASSUNG)

Es wird die Verwendung von Phenosafranin als Indikator bei bromatometrischen, jodatometrischen und cerimetrischen Bestimmungen dargestellt.

As^{3+}, Tl^{+} und $N_2H_4 \cdot H_2SO_4$ wurden in salzsauren Lösungen mit $KBrO_3$ und KIO_3 und Fe^{2+} und $Fe(CN)_6^{4-}$ in schwefelsauren Lösungen mit $Ce(SO_4)_2 \cdot 2(NH_4)_2SO_4$ titriert.

Sämtliche Bestimmungen werden bei Raumtemperatur ausgeführt, mit Ausnahme der Bestimmung des Thallium(I)-Ions mit $KBrO_3$, die unter Erwärmung vorgenommen wird.

Die Methoden sind durch Schnelligkeit und grosse Genauigkeit gekennzeichnet.

STUDIUL PRECIPITĂRII MAGNEZIULUI DIN SOLUȚIILE OBȚINUTE LA DESCOMPUNEREA SERPENTINEI CU HNO_3

I. Precipitarea ca $Mg(OH)_2$

DE

C. DRĂGULESCU, OLGA GOGU și P. TRIBUNESCU

Într-o notă anterioară ne-am ocupat de posibilitățile de dezagregare a serpentinelor din Tisovița (Banat) în vederea valorificării chimice a componenților principali ai acesteia [1]. S-a încercat astfel dezagregarea rocii cu acizii minerali : HCl, H_2SO_4, HNO_3, obținîndu-se randamente de trecere în soluție a Mg^{2+}, corespunzătoare la 96—97%, pentru oricare din acizii folosiți. Tot în cadrul aceleiași note s-au arătat datele obținute la separarea magneziului ca $MgCl_2 \cdot 6H_2O$, din soluțiile clorhidrice.

În continuarea încercărilor de valorificare chimică a magneziului din serpentine, prezenta notă conține rezultatele obținute la separarea acestuia cu NH_4OH din soluții azotice, separare făcută prin precipitare ca $Mg(OH)_2$.

În încercările noastre am luat în considerare soluțiile azotice obținute la tratarea serpentinelor cu HNO_3, această cale considerîndu-o avantajoasă din punct de vedere economic, întrucît soluțiile rămase, după separarea Mg^{2+} cu NH_4OH, conțin NH_4NO_3 care poate fi recuperat integral prin evaporare și cristalizare, acidul azotic folosit la obținerea azotatului de amoniu prin neutralizare cu amoniac, urmînd în acest caz o cale mai lungă, în cadrul căreia pe lîngă azotat de amoniu se obține și MgO.

Datele din literatură [2], [3] arată că în soluții diluate precipitarea $Mg(OH)_2$ cu NH_4OH este incompletă și că randamentul de precipitare depinde de concentrație, de natura anionului sării de magneziu, ca și de timpul de ședere al precipitatului. Datele respective se referă la soluții de $MgCl_2$ și $MgSO_4$, în condiții în care cantitatea de NH_4OH era mai mică decît cea stoechiometric necesară pentru precipitarea integrală a magneziului.

O observație interesantă se face în cadrul acestor lucrări și anume că în toate determinările cantitatea de $Mg(OH)_2$ precipitat, este mai mare decît

cea calculată din legea maselor și că temperatura influențează în mică măsură randamentul de precipitare.

Precipitarea incompletă nu poate fi explicată numai prin solubilizarea $Mg(OH)_2$ în prezența sărurilor de amoniu pe baza echilibrelor :

$$I \quad Mg(OH)_2 \rightleftarrows Mg^{2+} + 2OH^-$$

$$II \quad NH_4OH \rightleftarrows NH_4 + OH^-$$

și conform cărora un exces de săruri de amoniu determină deplasarea echilibrului I spre stînga, în sensul solubilizării $Mg(OH)_2$.

Este foarte probabil că în soluțiile respective există și echilibre de complexare, al căror rezultat global duce la micșorarea solubilității $Mg(OH)_2$[4].

PARTEA EXPERIMENTALĂ

Precipitarea $Mg(OH)_2$ s-a făcut din soluții de $Mg(OH_3)_2$ de concentrații 1, 1,5 și 2 M, cu NH_4OH de concentrație 2, 3 și 4 M. S-au ales aceste concentrații mari în soluție, ținînd seama ca acestea să fie cît mai apropiate de concentrația soluțiilor obținute la descompunerea serpentinei și totodată să nu fie necesară prelucrarea unor cantități mari de soluție.

Randamentul de precipitare s-a urmărit în funcție de raportul de amestec NH_4OH/Mg^{2+} și în funcție de timpul de ședere al precipitatului. Toate determinările au fost efectuate la temperatura camerei (22—25 °C). Cantitatea de magneziu precipitat a fost urmărită prin diferența dintre concentrația în magneziu a soluției inițiale și concentrația acestuia, rămas în filtrat. Dozarea Mg^{2+} s-a făcut pe cale complexometrică, după metoda lui Schwarzenbach [5], titrînd, în mediu amoniacal, ionul Mg^{2+} cu soluție de complexon III 0,01 M.

În ce privește raportul de concentrație al amestecurilor de precipitare, s-au efectuat trei serii de probe, folosindu-se pentru aceasta soluțiile de $Mg(NO_3)_2$ respectiv de NH_4OH cu concentrația arătată mai sus, care s-au amestecat în anumite proporții, în așa fel încît raporturile NH_4OH/Mg^{2+} din soluție să fie cuprinse între 2 și 4,8 — pentru unele probe s-a încercat și raportul egal cu 6,4. Nu s-a depășit raportul de 6,4 pentru motivul că la concentrațiile mari în magneziu folosite, era necesară o concentrație în NH_4OH greu de obținut, dată fiind volatilitatea acestuia.

Pentru a urmări influența timpului de ședere al precipitatului asupra randamentului, s-au efectuat în paralel mai multe probe care s-au filtrat la 2, 4, 8, 16 și 24 de ore. Evitarea pierderilor de amoniac la ședere s-a făcut lucrîndu-se în vase închise.

În figura 1 sînt prezentate randamentele de precipitare ale magneziului în funcție de timpul de ședere al precipitatului la diferite raporturi NH_4OH/Mg^{2+} folosite pentru soluțiile de $Mg(NO_3)_2$ 1 M și NH_4OH 2 M.

Curbele din figura 1 arată că folosirea unui amestec stoechiometric $NH_4OH/Mg^{2+}=2$, asigură doar o precipitare parțială a magneziului, indife-

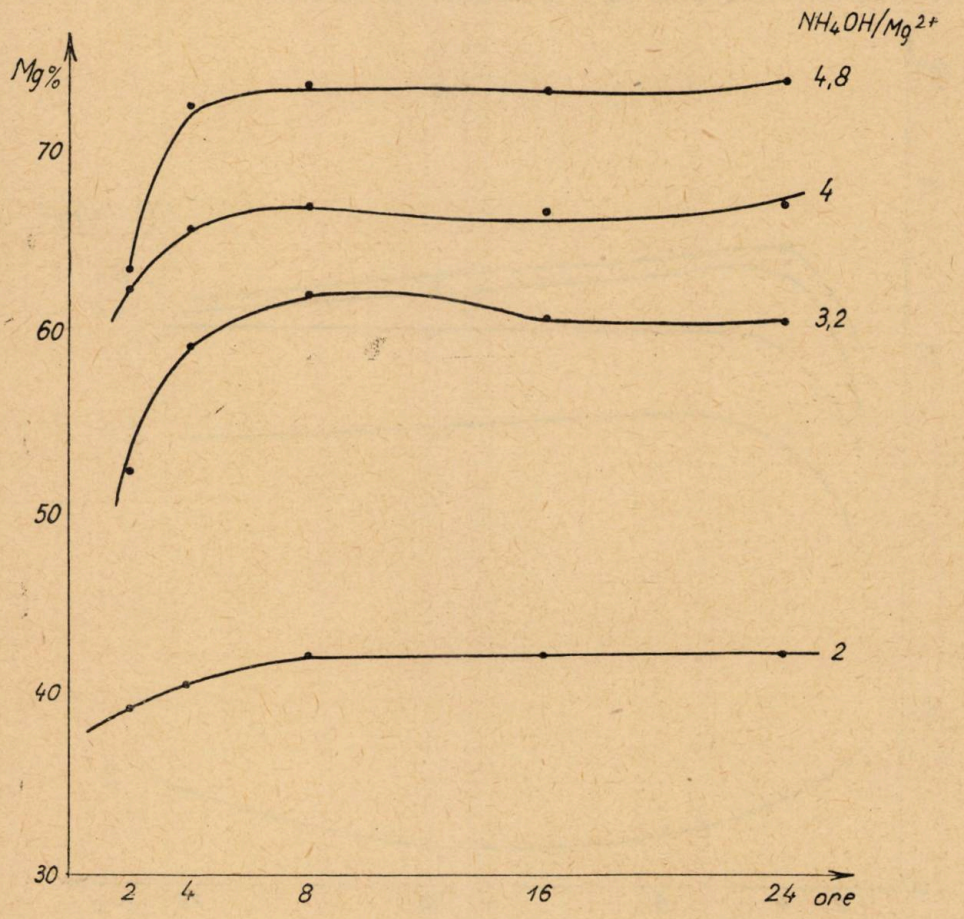


Fig. 1.

rent de timpul de ședere al precipitatului. De altfel timpul de ședere influențează în mică măsură randamentul, astfel pînă la 8 ore se observă o creștere ușoară a acestuia, pentru ca la păstrare mai îndelungată, randamentul să rămînă practic constant.

Excesul de NH_4OH adăugat, față de cantitatea stoechiometrică determină o creștere progresivă a randamentului, deși valoarea acestuia — pentru concentrațiile folosite — nu depășește 75%, nici chiar la raportul de amestec de NH_4OH/Mg^{2+} egale cu 4,8.

În figura 2 s-au înfăţişat datele obţinute în aceleaşi condiţii de precipitare, folosind însă soluţii de $Mg(NO_3)_2$ 1,5 M şi NH_4OH 3 M.

Curbele din figura 2 prezintă aceeaşi alură ca în figura 1, cu deosebire că randamentele de precipitare sînt mai mari pentru toate valorile folosite ale raportului de amestecare NH_4OH/Mg^{2+}. Aceasta arată că randamentul creşte cu concentraţia în Mg^{2+} şi NH_4OH din soluţie.

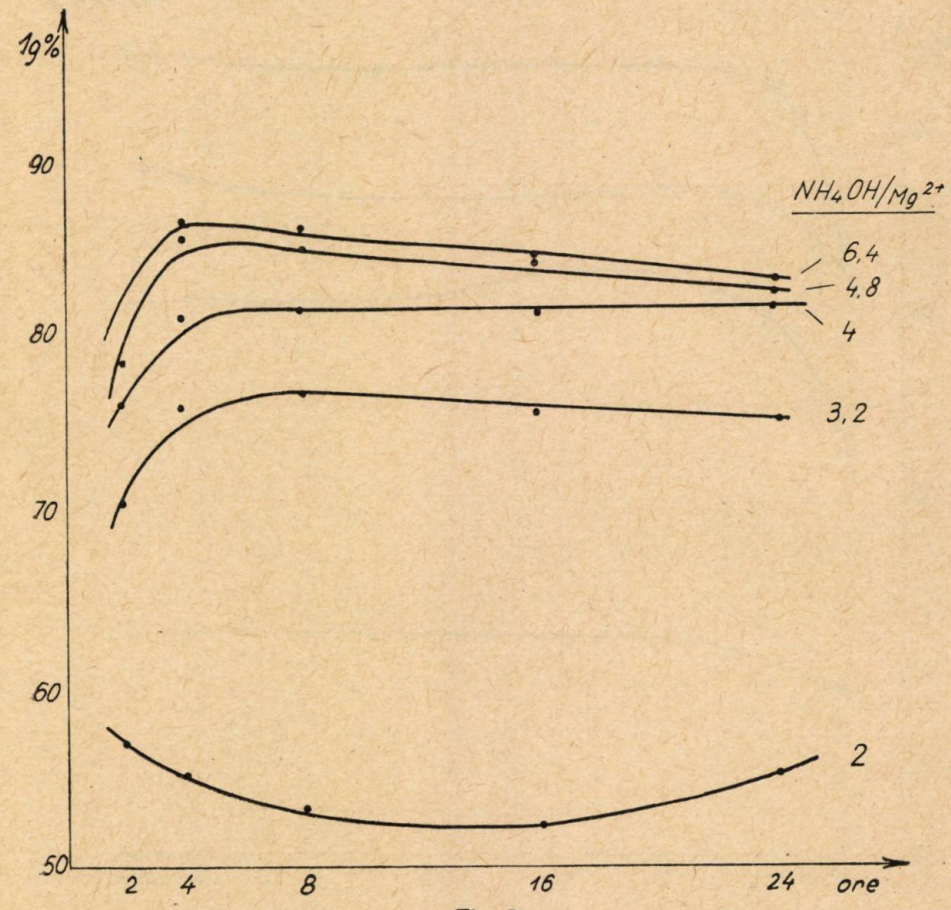


Fig. 2.

Astfel dacă luăm în considerare valorile randamentului corespunzător raportului egal cu 4,8, cu excepţia probei de două ore, toate celelalte se găsesc la peste 80%, în timp ce aceleaşi probe din figura 1, unde s-au folosit soluţii mai diluate, aveau randamente cuprinse între 70 şi 75%.

La această serie, s-au făcut probe şi pentru raporturi NH_4OH/Mg^{2+} egale cu 6,4, constatîndu-se însă o creştere mică a randamentului (86% faţă de 84% la raportul egal cu 4,8); creşterea cu aproximativ 2% a randamentului nu justifică folosirea excesului de NH_4OH.

În figura 3 se arată datele obținute cu soluțiile de $Mg(NO_3)_2$ 2 M și NH_4OH 4 M.

Din această diagramă se constată că observațiile generale făcute la celelalte două serii de încercări se mențin și la această serie. Randamentul este mai ridicat pentru fiecare probă, față de datele din figura 2, dar creșterea randamentului este practic neînsemnată.

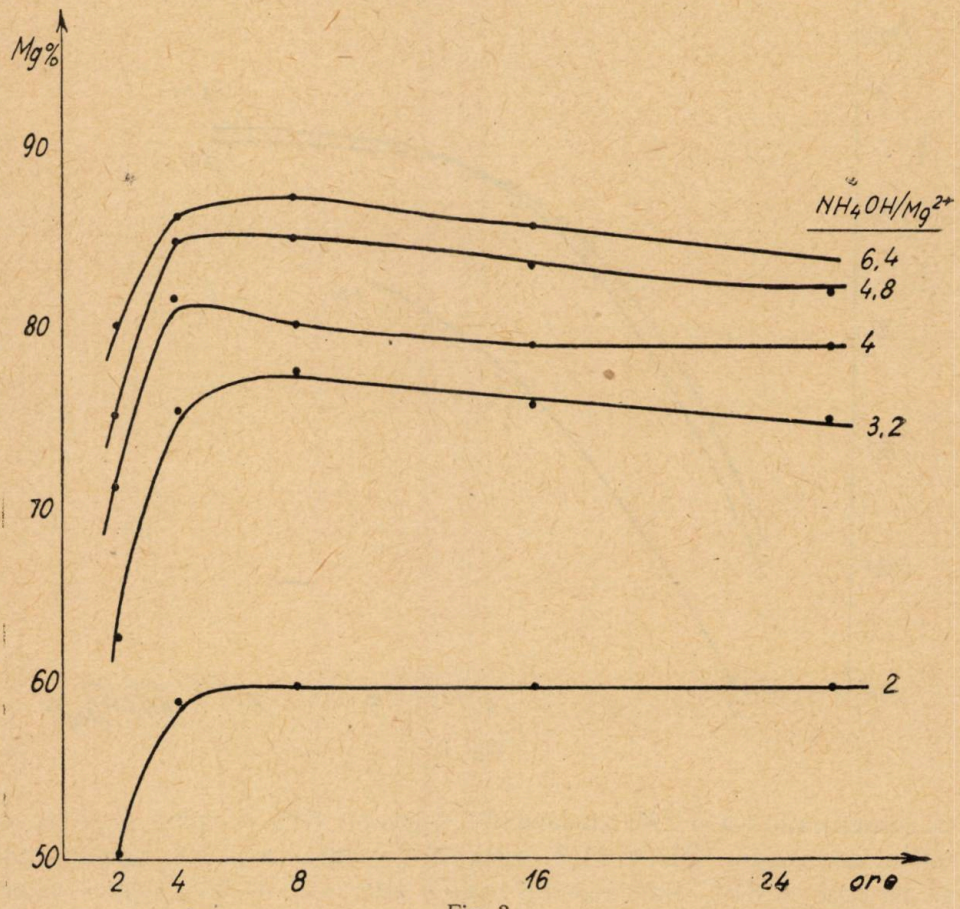


Fig. 3.

Pentru a arăta mai intuitiv creșterea randamentului de precipitare, la toate cele trei serii de probe, în funcție de creșterea concentrației magneziului și amoniacului din soluțiile folosite în figura 4 și 5 se înfățișează datele randamentului în funcție de raportul NH_4OH/Mg^{2+} pentru cele trei concentrații folosite. În figura 4 se prezintă datele obținute la un timp de ședere de 4 ore a precipitatului, iar în figura 5 la 8 ore, timpi la care randamentul are valorile cele mai mari.

Curbele figurilor 4 și 5 arată că lucrînd cu soluții de magneziu de concentrație 1 M, randamentele de precipitare se mențin scăzute, chiar și la exces mare de NH_4OH, atingînd astfel doar 72% pentru raportul NH_4OH/Mg^{2+} egal cu 4,8. În schimb lucrîndu-se cu soluții de $Mg(NO_3)_2$

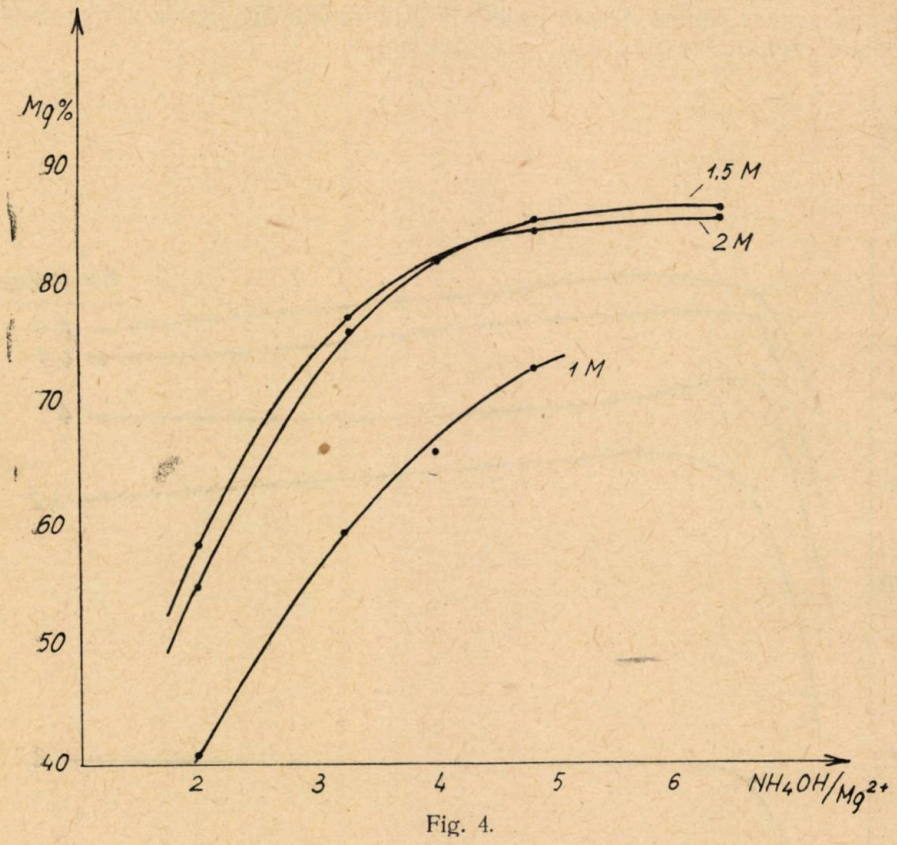


Fig. 4.

de concentrație 1,5 și 2 M, randamentul depășește 80% începînd de la raportul de amestecare NH_4OH/Mg^{2+} egal cu 4, pentru ca la 4,8, randamentul să fie egal cu 84%. Randamentul maxim atins este de 86% pentru valori ale raportului NH_4OH/Mg^{2+} egale cu 6,4.

Se constată astfel că, cantitatea de magneziu precipitat din soluție, crește pe măsură ce crește cantitatea de NH_4OH adăugată soluției. De asemenea randamentul de precipitare crește cu concentrația ionilor Mg^{2+} din soluție. Creșterea randamentului, în funcție de cei factori, la concentrații mici aproape liniară, tinde repede spre o limită, fapt în urma căruia randamentul crește puțin deasupra raportului NH_4OH/Mg^{2+} egal cu 4,8 și concentrației soluției de magneziu folosite peste 1,5 M.

În ce privește filtrarea precipitatelor obținute, este cunoscut faptul că $Mg(OH)_2$ filtrează în general greu, dată fiind tendința acestuia de a forma precipitate gelatinoase și chiar suspensii coloidale, motiv pentru care se recomandă folosirea de substanțe coagulante.

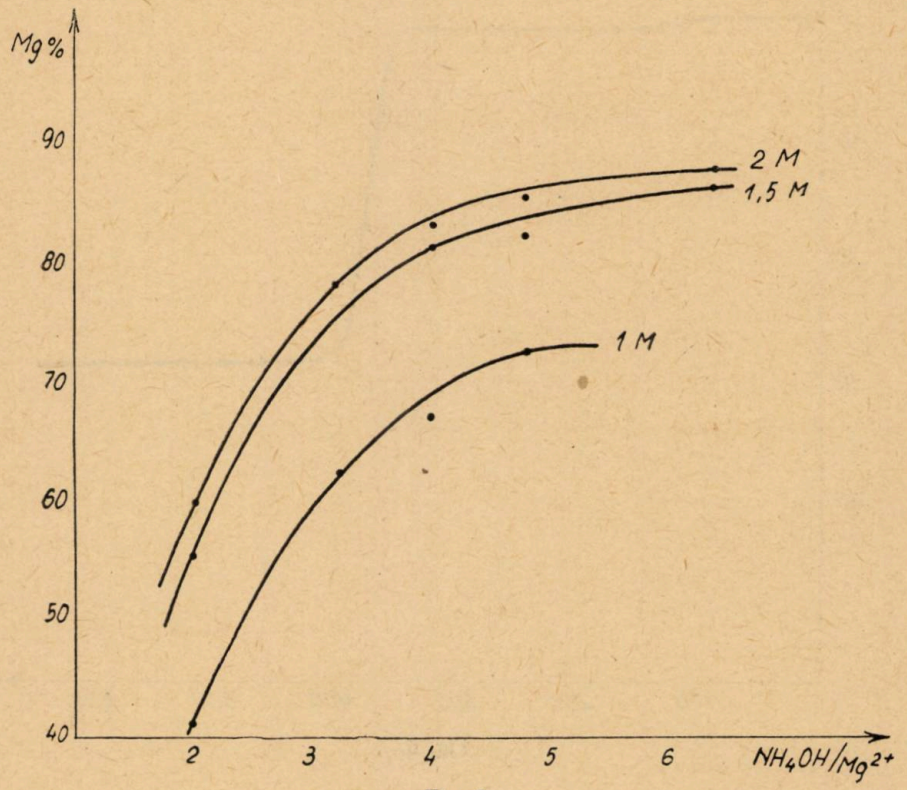


Fig. 5.

În seriile de probe efectuate am lucrat fără adaosuri, urmărind comparativ modul de filtrare al diferitelor precipitate. Se constată astfel că cel mai bine filtrează probele după un timp de ședere de 2 ore și cel mai greu cele de la 24 de ore. Probele de 4 și 8 ore filtrează de asemenea relativ ușor, cu excepția celor la care s-a adăugat exces mare de NH_4OH, care filtrează mai greu.

Hidroxidul de magneziu obținut prin uscarea, la temperatura camerei, se prezintă ca o pulbere amorfă, nu este aglomerat. Efectuînd termogramele prodsului obținut se constată (fig. 6) că acesta nu reține decît cantități foarte mici de apă (1—1,5%) pe care o pierde între 80 și 140 °C.

Descompunerea $Mg(OH)_2$, cu formare de MgO începe în jur de 350 °C, pentru ca la 400 °C deshidratarea să fie completă, reziduu a cărui pondere rămîne constantă peste 400 °C fiind format de MgO.

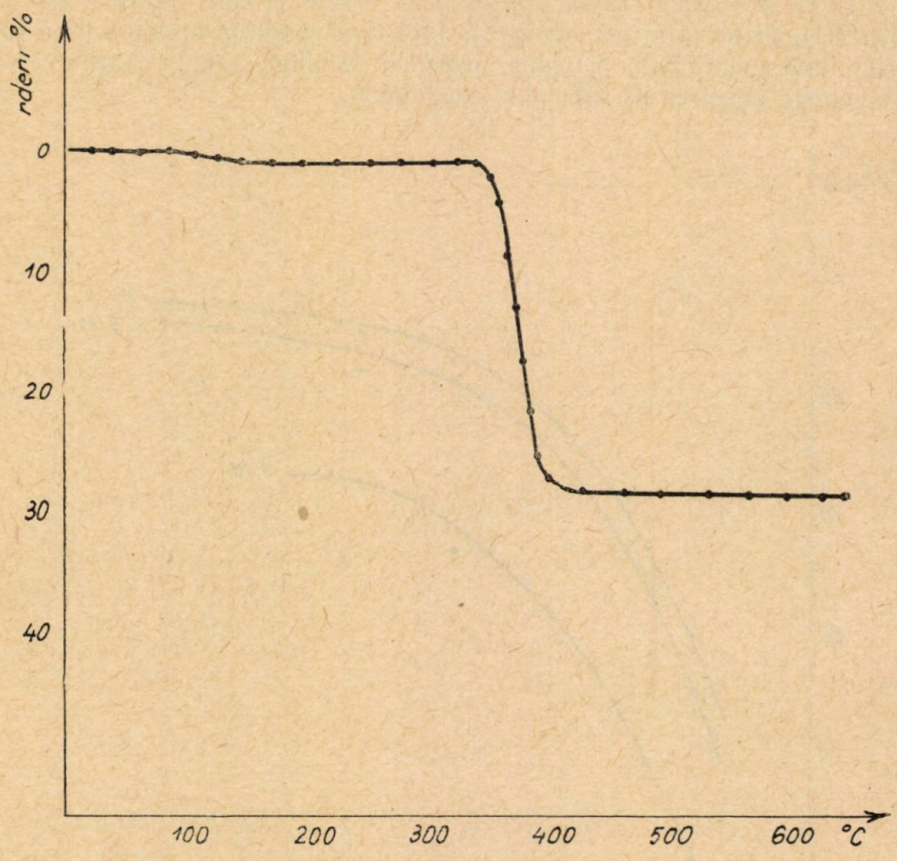


Fig. 6.

CONCLUZII

Datele prezentate în lucrarea de faţă arată că randamentul de precipitare creşte cu concentraţia ionilor Mg^{2+} din soluţie. Concentraţia optimă de precipitare este cuprinsă între 1,5 şi 2 M în $Mg(NO_3)_2$.

Randamentul creşte de asemenea cu creşterea raportului de amestecare NH_4OH/Mg^{+2}, randamente bune obţinîndu-se pentru valori ale raportului de mai sus, cuprinse între 4 şi 4,8. Raportul stoechiometric de amestec, egal cu 2, nu asigură decît un randament scăzut de precipitare.

Timpul optim de păstrare a precipitatelor, atît în ce priveşte randamentul, cît şi filtrarea acestora este cuprins între 4 şi 8 ore.

$Mg(OH)_2$ obţinut, se prezintă ca o pulbere amorfă, care reţine după uscare la temperatura camerii, doar mici cantităţi de apă. Se transformă în MgO între 350—400 °C.

Ținînd seama de concentrația în magneziu a soluțiilor obținute la descompunerea serpentinei, a căror concentrație variază în jur de 1,4—1,8 M în $Mg(NO_3)_2$, ca și de cele arătate mai sus rezultă că soluțiile respective pot fi folosite direct la precipitarea magneziului, concentrația lor corespunzînd concentrației în magneziu, care asigură randamente maxime.

BIBLIOGRAFIE

1. Drăgulescu C., Tribunescu P., Gogu Olga, Buletinul Științific și Tehnic, I.P.T. 1964, tom. 9 (23), fasc. 1, p. 29.
2. Gallin G., Anal. de Chim., 1946, tom. 1, p. 277.
3. Dhor, Z. An. Chem., 1926, tom. 153, p. 323.
4. Fredholm H., Z. An. Chem., 1934, tom. 218, p. 169.
5. Schwarzenbach G., Ackermann H., Helv. Chem. Acta, 1947, tom. 30, p. 1798.

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСАЖДЕНИЯ МАГНИЯ ИЗ РАСТВОРОВ ПОЛУЧЕННЫХ ПРИ РАЗЛОЖЕНИИ ЗМЕЕВИКА С HNO_3

1. Осаждение в виде $Mg(OH)_2$

(РЕЗЮМЕ)

В работе даются результаты выхода осаждения в виде NH_4OH иона Mg^{2+} из растворов полученных при разложении змеевика с HNO_3. Полученные данные показывают что выход осаждения возрастает с концентрацией магния из раствора, и с отношением перемешивания NH_4OH/Mg^{2+}. Для растворов концентрации 1,5—2 М в магние и для отношения соответствующего значениям 4—4,8, получаются выходы в пределах от 80 до 86%. Выход осаждения зависит и от времени выдерживания осадков, оптимальное время находится в пределах от 4 до 8 часов. Получают $Mg(OH)_2$ превращается в MgO при температуре от 350 до 400°С.

ETUDE DE LA PRÉCIPITATION DU MAGNÉSIUM DES SOLUTIONS OBTENUES DE LA DECOMPOSITION DE LA SERPENTINE A HNO_3

I. La precipitation en tant que $Mg(OH)_2$

(RÉSUMÉ)

On y présente les résultats du rendement des précipitations avec NH_4OH, de l'ion Mg^{2+} des solutions obtenues a la suite de la décomposition de la serpentine avec HNO_3. Les domnées obtenues montrent que le rendement de précipitation augmente avec la concentration du magnésium de la solution et avec le rapport de mélange NH_4OH/Mg^{2+}. Pour les solutions de concentration 1,5—2 M dans le magnésium et en rapport correspondant aux valeurs 4—4,8, on obtient des rendements allant de 80 a 86%. Le rendement de la précipitation dépend aussi de la durée du maintien des précipités, la durée optimum étant comprise entre 4 et 8 heures. Le $Mg(OH)_2$ obtenu se transforme en MgO entre 350 et 400 °C.

STUDIUL PROPRIETĂȚILOR DE PLASTIFIANT AL UNOR ESTERI ALIFATICI AI ACIDULUI PROPAN 2,2′ BIS-(*p*-FENILENOXIACETIC)

DE

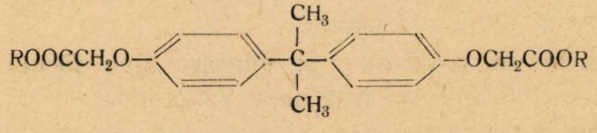
I. NANU, VIRGINIA BOBOESCU, ROZALIA RUS, GH. SIMON

Într-o lucrare anterioară [1] s-a sintetizat o serie de esteri ai acidului propan 2,2′ bis-(*p*-fenilen oxiacetic), care prezintă compatibilitate bună cu poli(clorura de vinil). Compatibilitatea cu poli(clorura de vinil) și greutatea moleculară mai mare a acestor esteri, în comparație cu plastifianții uzuali de tip esteri simpli (*di*-butil ftalat [DBP], *di*-octil ftalat [DOP], *di*-octil sebacat [DOS]) permite să se presupună că proprietățile lor de plastifiant vor fi intermediare între cele ale plastifianților de tip macromolecular și cele de tip esteri simpli.

În adevăr, esterii acidului propan 2,2′ bis-(*p*-fenilen oxiacetic) sintetizați ating mase moleculare de ordinul de mărime 500—600 (esterul *n*-octilic al acidului propan 2,2′ bis-(*p*-fenilen oxiacetic) = 568). Acești esteri sînt substanțe unitare cu compoziție chimică bine stabilită spre deosebire de plastifianții de tip polimer care reprezintă întotdeauna un amestec de diverși indivizi chimici. În aceste condiții, asigurarea unor proprietăți constante este cu mult mai ușor realizabilă.

La plastifianții polimeri, s-a constatat adesea necesitatea de a asigura și anumite grupări terminale, prin operații ulterioare sintezei propriu-zise [4], fapt care nu mai este necesar la plastifianții esteri ai acidului propan 2,2′ bis-(*p*-fenilen oxiacetic).

Formula generală a esterilor acidului propan 2,2′ bis-(*p*-fenilen oxiacetic) studiați este :



în care *R* este un rest alchilic normal sau ramificat.

În lucrarea de față s-a urmărit comportarea în funcție de temperatură a poli(clorurii de vinil) plastifiate cu acești esteri comparativ cu unii plastifianți tehnici; s-au făcut măsurători de migrare, respectiv de volatilitate din folii de poli(clorură de vinil) plastifiată cu plastifianții de mai sus, determinînd de asemenea relația vîscozitate-temperatură a esterilor.

Literatura privind studiul plastifianților cuprinde azi un număr foarte mare de monografii și cercetări urmărindu-se între alte proprietăți în particular migrarea și volatilitatea [2], [3], [4], [5], [6].

PARTEA EXPERIMENTALĂ

1. MATERIALE FOLOSITE

Esterii acidului propan 2,2′ bis-(*p*-fenilen oxiacetic) — prezentat în continuare „acid DD" — au fost sintetizați prin metoda descrisă în [1]. În această lucrare s-au folosit esterii acidului DD cu următorii alcooli: metilic, *n*-butilic, *sec*-butilic, *n*-amilic, *n*-hexilic, 2-etil hexilic și *n*-octilic. Comparația s-a făcut cu următorii plastifianți tehnici: DBP, DOP, DOS de la fabrica „Solventul"-Timișoara și plastifiantul polimer P-204 N Oel- und Chemie-Werk Hausen.

S-a utilizat poli(clorura de vinil) de tip emulsie cu K=70 fabricat Borzești.

2. PREGĂTIREA EPRUVETELOR

Pentru efectuarea determinărilor asupra poli(clorurii de vinil) plastifiate cu esteri ai acidului DD sau plastifianții de referință, s-a utilizat tehnica plastisol folosind următoarea compoziție:

poli(clorura de vinil)	60 p
plastifiant	40 p
stabilizator (ftalat bazic de Pb)	5 p.

Ampastarea s-a făcut prin amestecare în mojar timp de o oră și pasta s-a gelifiat în etuvă la 160 °C, 45 minute.

Determinările de volatilitate și migrare s-au făcut pe rondele cu $d=3{,}56$ cm, $S=10$ cm^2 [2] și grosime 0,5±0,1 mm.

Pentru determinarea revenirii elastice s-au utilizat epruvete cilindrice cu suprafața bazei de 1 cm^2 și înălțimea de cca 10 mm.

3. METODĂ ȘI APARATURĂ

La alegerea metodelor de cercetare a trebuit să se aibă în vedere cantitatea mică de plastifianți disponibili.

Vîscozitatea esterilor acidului DD s-a determinat cu ajutorul reovîscozimetrului Hoeppler.

Migrarea s-a urmărit la 70±1 °C și 100±1 °C, timp de 24 ore, utilizînd drept folie de contact poli(clorură de vinil) neplastifiată, sub o sarcină de 0,5 kg/cm^2 [2]. Rondelele de poli(clorură de vinil) plastifiată au fost introduse între două folii de contact, iar acest pachet s-a pus între 2 plăci de sticlă.

Drept metodă de măsurare a volatilității plastifianților din folie s-a utilizat metoda descrisă de A. Merz [2], de adsorbție a plastifiantului evaporat pe cărbune activ. Rondelele de poli(clorură de vinil) plastifiată au fost introduse între două rondele de hîrtie de filtru cu $\phi = 7$ cm, lipite între ele, pentru a evita contactul direct al foliei cu cărbune activ. Foliile învelite în hîrtia de filtru au fost introduse în cutii metalice punînd între probe un strat de 120 cm^3 cărbune activ. În aceeași cutie s-au pus numai probe conținînd același plastifiant. Probele au fost ținute în etuvă la 100±1 °C timp de 24 ore.

Epruvetele folosite la determinarea migrării și a volatilității au fost menținute înainte de cîntărire atît la începutul cît și la sfîrșitul determinării pentru condiționare în atmosferă cu umiditate constantă de 65% timp de 24 ore [7].

Revenirea elastică a poli(clorurii de vinil) plastifiată s-a determinat cu ajutorul consistometrului Hoeppler utilizînd dispozitivul de măsurare nr. 3 între 2 cilindri [8].

4. REZULTATE ȘI DISCUȚII

Variația vîscozității esterilor acidului DD în funcție de temperatură este redată în fig. 1.

S-a urmărit comportarea la temperaturi joase pentru a determina în ce măsură esterii acidului DD își păstrează capacitatea de curgere. Se observă că vîscozitatea de 10^6 cP este atinsă de esterul metilic la +10 °C, de *sec*-butilic la o temperatură în jur de 0 °C, iar *n*-amilic la o temperatură puțin sub —10 °C. Esterii 2-etil hexilic, *n*-hexilic, *n*-octilic prezintă o variație aproape paralelă a vîscozității, vîscozitatea scăzînd în seria enumerată; esterul alcoolului *n*-octilic avînd cea mai mică vîscozitate. Esterul *n*-butilic are o comportare puțin deosebită avînd o vîscozitate apropiată de esterul *n*-octilic, dar prezentînd o creștere mai bruscă în domeniul temperaturilor scăzute. Din variația vîscozității cu temperatura se poate trage concluzia că esterii metilic, *sec*-butilic, *n*-amilic vor da produse plastifiate cu proprietăți nesatisfăcătoare la temperaturi joase.

Valorile migrării la 70 și 100 °C precum și ale volatilității la 100 °C sînt redate în fig. 2.

La 70 °C migrarea tuturor esterilor acidului DD este sensibil mai scăzută decît a plastifianților uzuali DBP, DOP, DOS. Cele mai scăzute valori ale migrării fiind observate la esterul *n*-octilic și 2-etil hexilic. În seria cercetată numai plastifiantul polimer P-204 N are o valoare a migrării inferioară acestor doi esteri.

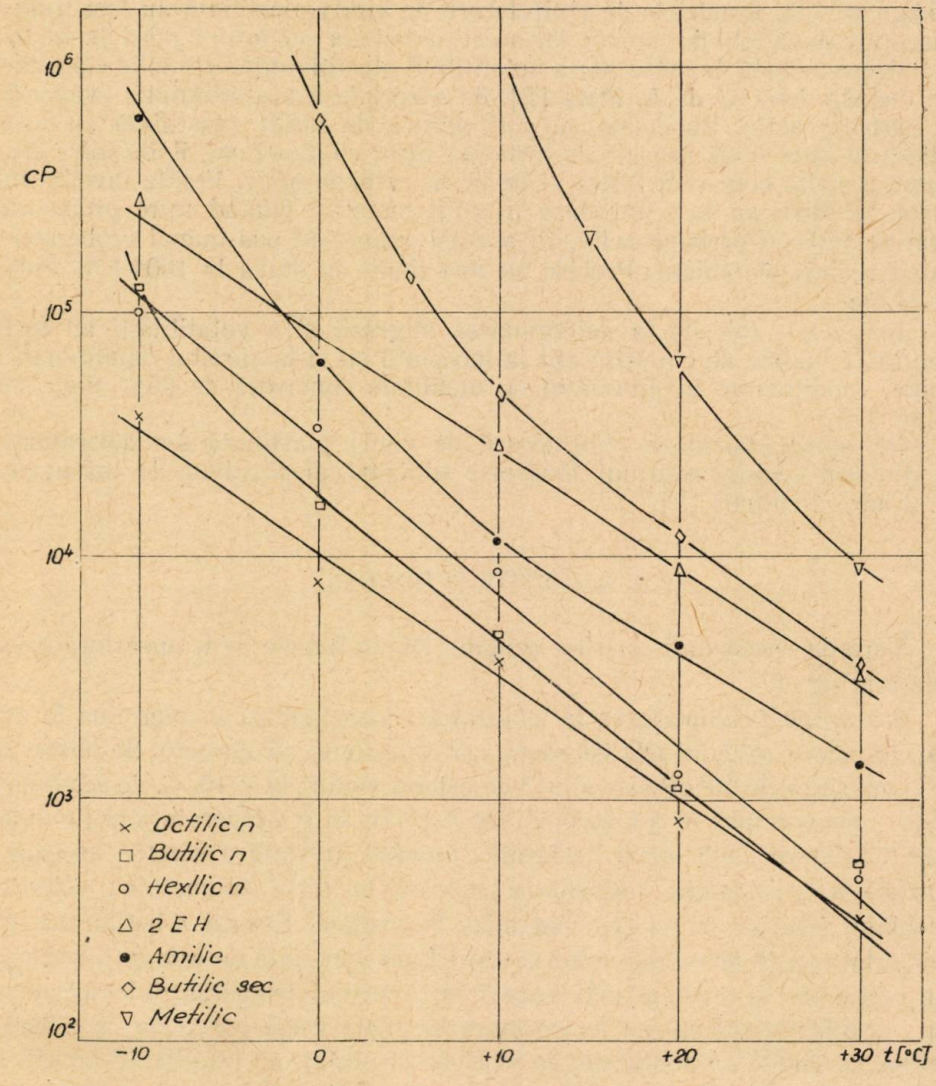


Fig. 1. Variația vîscozității diesterilor acidului DD în funcție de temperatură.

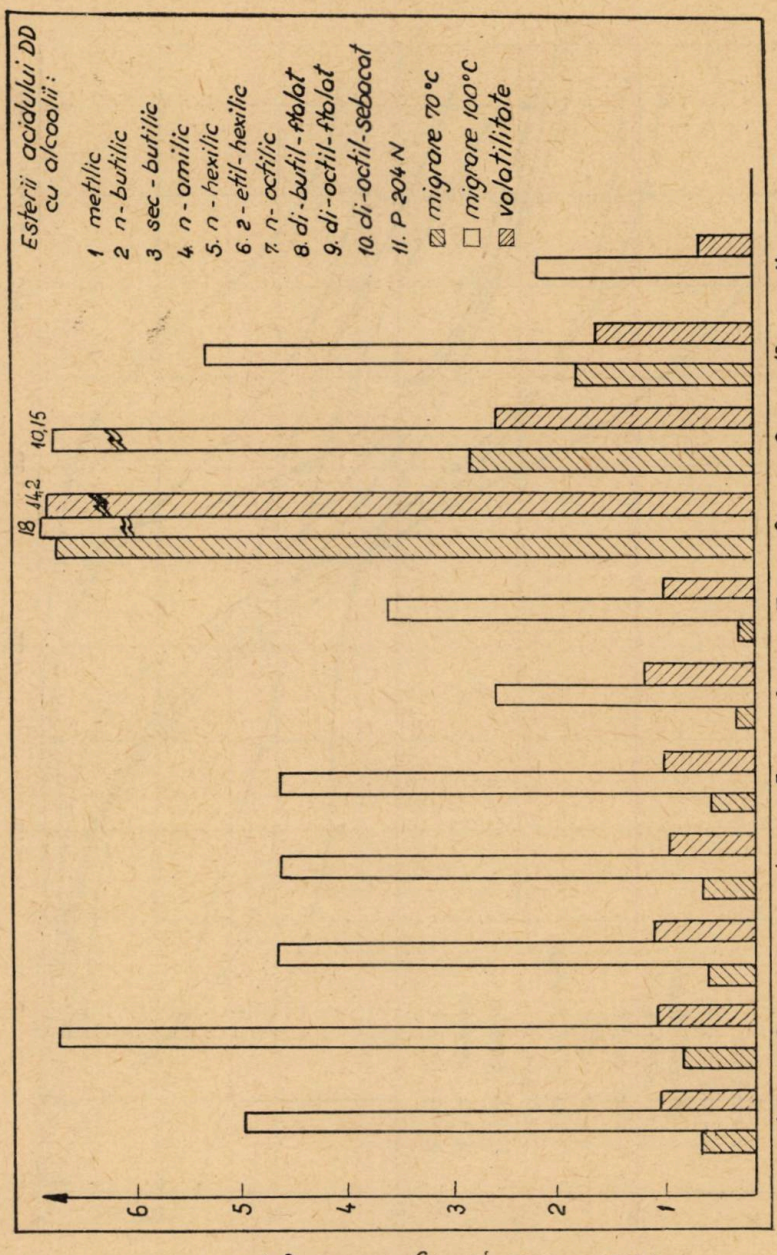


Fig. 2. Valorile migrării și volatilității din folii de poli(clorură de vinil).

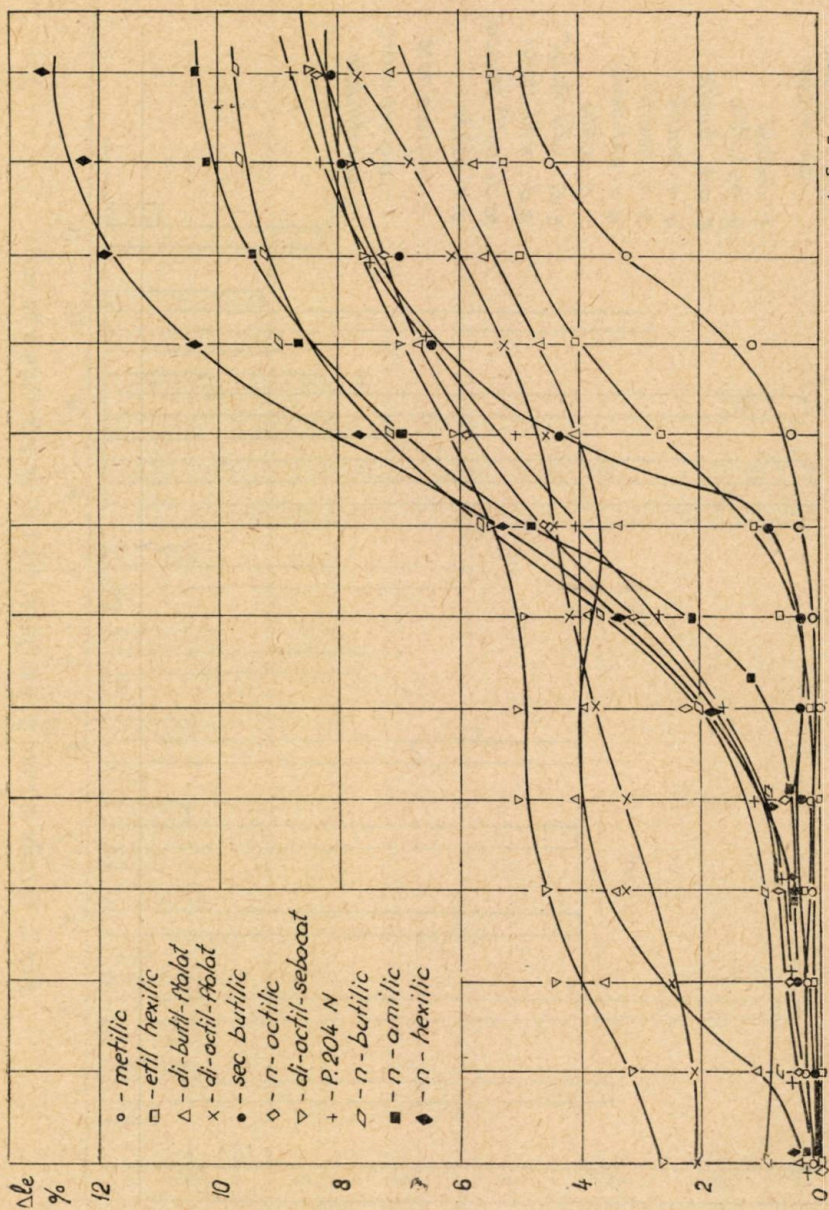


Fig. 3. Variația revenirii elastice a probelor de policlorură de vinil) plastifiată în funcție de temperatură.

Aspectul migrării la 100 °C prezintă unele deosebiri față de 70 °C. Esterii acidului DD cu alcool metilic, *sec*-butilic, *n*-amilic și *n*-hexilic prezintă migrări cu puțin mai mici decît DOS. Esterul *n*-butilic are o comportare deosebită avînd o valoare a migrării mai mare decît DOS. Atît DOP cît și în special DBP prezintă migrări foarte mari. Esterul *n*-octilic și 2-etil hexilic prezintă la 100 °C cele mai mici migrări în seria esterilor, cel din urmă în special putîndu-se compara din acest punct de vedere cu plastifiantul polimer P-204 N.

Volatilitățile esterilor acidului DD sînt aproximativ de același ordin de mărime, fiind intermediare între volatilitatea plastifiantului DOS și cea a plastifiantului polimer P-204 N. DOP și în special DBP au volatilități de cca 3 resp. 15 ori mai mari decît ai esterilor acidului DD.

Din compararea acestor rezultate reiese că atît din punct de vedere al migrării la diverse temperaturi cît și al volatilității, esterii acidului DD cu alcooli C_8 (*n*-octilic, 2-etil hexilic) prezintă o comportare care se apropie de cea a plastifiantului polimer P-204 N.

Pentru a avea o reprezentare despre comportarea mecanică a poli(clorurii de vinil)plastifiate cu esteri ai acidului DD s-a determinat variația revenirii elastice a materialului. Această revenire elastică este o măsură a „moliciunii" materialului plastifiat și a variației acesteia cu temperatura, permițînd totodată concluzii asupra limitei inferioare de utilizare a amestecurilor de poli(clorură de vinil)plastifiate cu diverși plastifianți.

În fig. 3 se dau curbele variației revenirii elastice a poli(clorurii de vinil)plastifiate raport poli(clorură de vinil):plastifiant 60 : 40 cu esteri ai acidului DD și plastifianți tehnici.

Se observă că la temperatura scăzută toți esterii acidului DD au un efect de plastifiere scăzut în comparație cu plastifianții uzuali DOP, DBP sau DOS. Abia la 10—15 °C esterii *n*-hexilic, *n*-octilic, *n*-butilic prezintă un oarecare efect de plastifiere. La esterul *n*-amilic acest efect apare între 15—20 °C, la *sec*-butilic la 25—30 °C, iar la metilic la 35—40 °C. De remarcat acțiunea plastifiantă neașteptat de slabă a esterului 2-etil hexilic care abia între 25—30 °C prezintă un oarecare efect de plastifiere. Plastifiantul polimer P-204 N prezintă o curbă foarte apropiată de cea a esterului *n*-octilic al acidului DD pe tot intervalul de temperatură studiat.

Esterii *n*-hexilic, *n*-amilic și *n*-butilic conferă poli(clorurii de vinil) la temperaturi peste 30 °C reveniri elastice superioare celor corespunzătoare plastifianților uzuali DBP, DOP, DOS.

5. CONCLUZII

S-a constatat că esterul *n*-octilic al acidului DD are proprietăți plastifiante bune care din punct de vedere al volatilității și al migrării se apropie de plastifianții polimeri, iar din punct de vedere al capacității de plastifiere este chiar mai eficace. Esterii metilic, *sec*-butilic nu sînt satisfăcători ca plastifianți atît din punct de vedere al volatilității și migrării care sînt mult mai mari decît a plastifianților polimeri, cît și din punct de vedere al efectului de plastifiere la temperatură scăzută.

Esterul 2-etil hexilic al acidului DD nu atinge la temperaturi scăzute performanțele de plastifiere ale plastifiantului polimer P-204 N, dar din punct de vedere al volatilității și al migrării comportarea lor este comparabilă.

Din încercările noastre rezultă că unii esteri ai acidului DD în special cu alcool *n*-octilic dar și cu alcooli *n*-hexilic și 2-etil hexilic pot înlocui cu succes plastifianții de tip polimer.

BIBLIOGRAFIE

1. Nanu I., Boboescu V., Bul. I.P.T., *8* (22), fasc. 1, pg. 51—59 (1963).
2. Merz A., Kunststoffe *47* (2), pag. 69 (1957).
3. Rösig L., Kunststoffe *48* (1), pag. 41—73 (1958).
4. Zöhrer K., Merz A., Kunststoffe *47* (3), pag. 102 (1957).
5. Knappe W., Kunststoffe *52* (7), pag. 387 (1962).
6. Hill A., British Plastics *1959*, febr., pag. 74.
7. DIN 53405.
8. Kohman Z., Waynryb M., Polimery *8* (12), 460 (1963).

ИЗУЧЕНИЕ ПЛАСТИФИЦИРУЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ НЕКОТОРЫХ АЛИФАТИЧЕСКИХ ЭФИРОВ ПРОПАН 2,2′-БИС (*p*-ФЕНИЛЕН ОКСИУКСУСНОЙ) КИСЛОТЫ

(РЕЗЮМЕ)

Симметричные сложеные эфиры пропан — 2,2′-бис (*p*-фенилен оксиуксусной) кислоты с разными спиртами прямой и разветвленной цепи, обладают хорошей совместимостью с поливинилхлоридом и (как было отмечено в предыдущих работах) могут служить пластификаторами.

В работе изучилось пластифицирующие свойства этих эфиров, определением : вязкости, миграций и летучести из пленок, а также некоторых механических свойств образцов поливинилхлорида пластифицируемого ими. Некоторые эфиры этого ряда обладают свойствами, сходными полимерным пластификатором.

UNTERSUCHUNG DER WEICHMACHEREIGENSCHAFTEN EINIGER ESTER DER PROPAN-2,2-BIS-(*p*-PHENYLENOXYESSIGSÄURE)

(ZUSAMMENFASSUNG)

Wie es aus früheren Mitteilungen hervorgeht, besitzen die symmetrischen Ester der Propan-2,2-bis-(*p*-phenylenoxyessigsäure) mit verschiedenen Alkoholen normaler und verzweigter Kette, eine gute Verträglichkeit mit PVC und können als Weichmacher dienen.

In dieser Arbeit werden die Weichmachereigenschaften dieser Ester untersucht, an Hand von Bestimmungen der Viskosität, der Wanderung und der Flüchtigkeit aus Folien, sowie einiger mechanischer Eigenschaften von PVC-Ester Kompositionen. Einige Ester dieser Reihe besitzen polymerweichmacherähnliche Eigenschaften.

CERCETĂRI ÎN DOMENIUL COPOLIMERILOR ACETATULUI DE VINIL CU DIESTERI AI ACIDULUI MALEIC

Nota I. CONTRIBUȚII LA SINTEZA UNOR DIESTERI AI ACIDULUI MALEIC

DE

I. NANU și GR. POP

Diesterii acidului maleic sînt substanțe, care au dobîndit o importanță deosebită în ultimii ani, odată cu sinteza unor noi tipuri de copolimeri vinilici. De asemenea diesteri superiori ai acidului maleic au fost propuși recent pentru stabilizarea la acțiunea luminii și temperaturii a poli(clorurii de vinil) [1] și poliolefinelor [2].

Sinteze de diesteri maleici s-au efectuat anterior prin acțiunea halogenurilor de alchil asupra sărurilor de argint ale acidului maleic [3] sau prin barbotarea la rece a acidului clorhidric uscat într-o soluție alcoolică de acid maleic [4]. La prepararea derivaților maleici trebuie să se aibă în vedere posibilitatea izomerizării acidului maleic în acid fumaric, proces favorizat de temperaturi mai mari de 100 °C și de catalizatori [5]. Ușakov și colaboratorii [6] într-o lucrare mai recentă obțin monoesterii acidului maleic prin încălzirea anhidridei maleice și alcoolilor, în proporții echimoleculare, timp de 1—2 ore la temperaturi de 60—120 °C, temperatura optimă a procesului fiind 80 °C. În aceste condiții nu s-a observat izomerizarea acidului maleic la acid fumaric. Prin încălzirea monoesterilor timp de cîteva ore la 100 °C s-a constatat că are însă loc disproporționarea lor cu formarea diesterilor maleici și a acidului maleic.

Niciunul din procedeele arătate mai sus nu poate fi utilizat avantajos pentru obținerea diesterilor acidului maleic, mai ales dacă se urmărește și o preparare industrială. În literatura recentă de patente se descrie un procedeu continuu de esterificare a acidului maleic și a anhidridei maleice, cu alcooli mai volatili decît apa [7], care se bazează pe împrejurarea că esterii formați nu dau amestecuri azeotrope cu apa.

În lucrarea prezentă se cercetează desfășurarea reacțiilor de esterificare pentru sistemele: anhidridă maleică — alcooli monovalenți diferiți și se stabilește un procedeu general de sinteză a diesterilor acidului maleic. Se prepară prin acest procedeu și se descriu 10 diesteri ai acidului maleic în vederea utilizării în calitate de comonomeri la sinteza copolimerilor vinilici plastifiați intern.

Pentru condițiile date, s-a considerat că echilibrul a fost atins cînd curba aciditățiі libere nu a mai acuzat o scădere sensibilă.

În vederea obținerii unor mai bune informații, în prima parte s-a urmărit desfășurarea esterificării, folosind un exces cunoscut de alcool și s-a stabilit conversia la echilibru, în condițiile experimentale fixate.

Pentru esterul metilic s-a executat și esterificarea acidului maleic, comparativ cu esterificarea anhidridei maleice.

PARTEA EXPERIMENTALĂ

Determinările privind deplasarea echilibrului de esterificare precum și sinteza diesterilor maleici, s-au efectuat cu reactivi puri. Alcoolii cu număr de atomi de carbon mai mare de 4 au fost distilați proaspăt, în prezența urmelor de sodiu.

Pentru determinarea curbelor de esterificare s-a dizolvat anhidrida maleică (respectiv acidul maleic) în alcool, s-a introdus catalizatorul (H_2SO_4) și balonul de reacție prevăzut cu refrigerent de reflux, s-a așezat pe o baie de apă termostatată la $80 \pm 0{,}5$ °C. Din timp în timp s-au luat probe care s-au titrat cu NaOH 0,1 N, în prezența fenolftaleinei.

Curbele de esterificare ale acidului maleic cu metanol și ale anhidridei maleice cu metanol, etanol, *n*-propanol, *n*-butanol, *izo*-butanol, *n*-pentanol, *izo*-pentanol, *n*-octanol, alcool 2-etil-hexilic și alcool benzilic sînt prezentate în figurile 1, 2, 3 și 4. Datele de echilibru sînt rezumate în tabelul 1.

Aciditatea introdusă cu catalizatorul a fost de maximum 0,15% față de greutatea amestecului total de reacție și nu a fost luată în considerare la trasarea curbelor de esterificare.

Din aceste rezultate, se desprind următoarele observații :

a) Prima etapă a procesului de esterificare este rapidă și are loc în 60—90 minute, în bună concordanță cu datele obținute de Ușakov și colaboratorii [6] la sinteza monoesterilor acidului maleic. Procesul de esterificare la a doua grupă carboxil decurge în continuare cu viteză mai mică. Echilibrul se atinge în toate cazurile după 8—10 ore.

b) Conversiile la echilibru cresc — după cum era de așteptat — cu creșterea excesului de alcool și scad cu creșterea numărului atomilor de carbon din molecula alcoolului. Scăderea este mai mare în cazul izomerilor cu catenă ramificată față de alcoolii cu catenă normală cu același număr de atomi de carbon în moleculă.

În cazul esterificării anhidridei maleice cu metanol, etanol și *n*-propanol conversiile de echilibru la un raport alcool : anhidridă maleică 6 sînt de peste 70%. După îndepărtarea excesului de alcool prin distilare esterul brut mai conține urme de alcool și monoester. Purificarea s-a făcut prin spălare cu soluție apoasă de $CaCl_2$ 20% urmată de spălări repetate cu apă. După uscare pe $CaCl_2$ anhidră au rezultat produse cu puritate de peste 98% și cu randamente de 50% pentru esterul dimetilic al acidului maleic și de 60% pentru esterii dietilic și *di-n*-propilic. Pierderile au loc în cursul spălării cu apă a esterului brut, însă în acest caz s-a preferat obținerea unor produse pure în detrimentul randamentului.

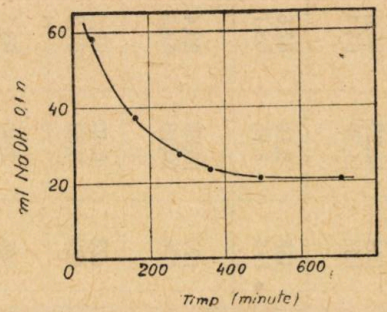


Fig. 1. Esterificarea acidului maleic cu metanol. Catalizator 0,375% H_2SO_4 față de acidul maleic, raport molar metanol : acid maleic M=8.

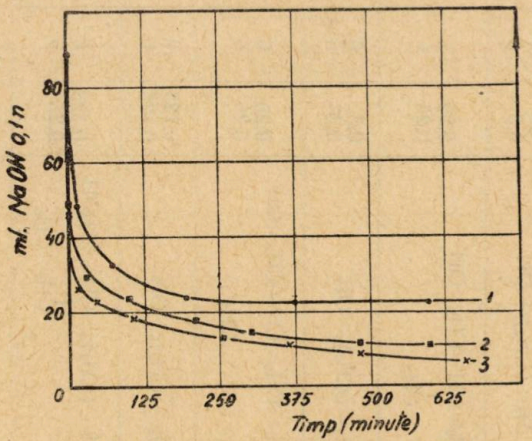


Fig. 2. Curbele de esterificare ale anhidridei maleice cu metanol la rapoarte molare metanol : : anhidrida maleică (M) diferite. Catalizator 0,375% H_2SO_4 față de anhidrida maleică : *1* — M=3; 2 — M=6; 3 — M=8.

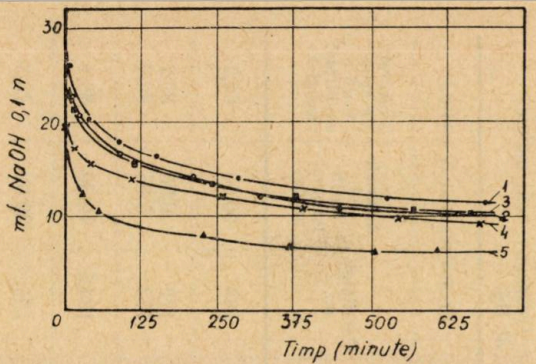


Fig. 3. Curbele de esterificare ale anhidridei maleice cu alcooli alifatici cu catenă normală. Catalizator 0,375% H_2SO_4 față de anhidrida maleică. Raport molar alcool : anhidrida maleică M=6 : *1* — etanol; 2 — *n*-propanol; 3 — *n*-butanol; *4* — *n*-pentanol; 5 — *n*-octanol.

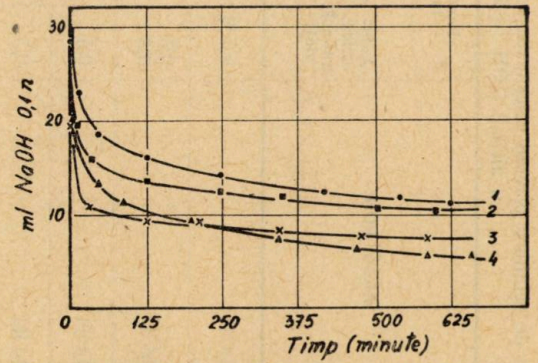


Fig. 4. Curbele de esterificare a anhidridei maleice cu alcooli cu catenă ramificată. Catalizator 0,375% H_2SO_4 față de anhidrida maleică. Raport molar alcool : anhidrida maleică M=6 : *1* — alcool izo-butilic; *2* — alcool izo-amilic; 3 — alcool 2-etil-hexilic; *4* — alcool benzilic.

Tabelul 1

Date de echilibru privind esterificarea anhidridei maleice (respectiv acid maleic) cu alcooli ROH t=80 °C, p=707 mm col. Hg

Nr. crt.	Alcool ROH	Reactanți introduși la esterificare			Produs rezultat la echilibru		
		Anhidridă maleică moli	Moli alcooli: moli anhidridă M	Catalizator H_2SO_4 % greut. față de anhidridă maleică	Cantitatea ml	Aciditate ml NaOH 0,1 n/ml produs	Conversia la echilibru a anhidridei maleice %
1	CH_3OH	0,5 *)	8	0,375	183	20,60	62,2
2	CH_3OH	0,5 0,5	8 8	0,375 0,750	172 173	6,05 5,85	89,2 90,2
3	CH_3OH	0,5	6	0,375	134,5	10,30	86,1
4	CH_3OH	0,5	3	0,375	105	22,60	76,3
5	$CH_3—CH_2—OH$	0,5	6	0,375	206	10,60	77,9
6	$CH_3—CH_2—CH_2—OH$	0,5 0,5	6 6	0,375 0,375	260 261	11,50 11,40	70,1 70,2
7	$—CH_3—(CH_2)_3—OH$	0,5 0,5	6 6	0,375 0,375	305 310	10,20 10,00	69,0 69,1
8	$CH_3—\underset{\displaystyle CH_3}{\underset{\vert}{CH}}—CH_2—OH$	0,25 0,25	6 6	0,375 0,375	154 153	11,20 11,30	65,5 65,4
9	$CH_3—(CH_2)_4—OH$	0,5 0,25	6 6	0,375 0,375	355 178	9,10 8,85	67,6 68,1
10	$CH_3—CH_2—\underset{\displaystyle CH_3}{\underset{\vert}{CH}}—CH_2—OH$	0,25 0,25	6 6	0,375 0,375	177 178	10,30 10,10	63,4 63,5
11	$CH_3—(CH_2)_7—OH$	0,125 0,125	6 6	0,375 0,375	128 129	6,40 6,30	67,3 67,2
12	$CH_3—(CH_2)_3—\underset{\displaystyle CH_2—CH_3}{\underset{\vert}{CH}}—CH_2OH$	0,125 0,25	6 6	0,375 0,375	125 124	7,40 7,45	63,1 63,0
13	$C_6H_5—CH_2—OH$	0,25 0,25	6 6	0,375 0,375	169 170	5,70 5,60	80,8 80,9

* Esterificat cu acid maleic.

La esteri ai acidului maleic cu alcool cu număr de atomi de carbon în moleculă egal cu 4 sau mai mare, această metodică nu poate fi aplicată avantajos deoarece conversiile la echilibru sînt relativ mici (sub 70%), de asemenea îndepărtarea excesului de alcool necesită operații de distilare la temperaturi de peste 100 °C, ceea ce implică pericolul izomerizării esterilor maleici la esteri fumarici. În plus scade solubilitatea în apă a monoesterilor [6] și spălarea lor cu apă din amestecul de reacție nu se mai poate realiza.

Pentru depășirea acestor dificultăți am realizat — în vederea studiului — sinteza diesterilor maleici de acest tip cu proporții stoechiometrice ale reactanților și deplasarea echilibrului prin îndepărtarea azeotropă a apei formate în reacție cu ajutorul benzenului.

Anhidrida maleică s-a dizolvat în cantitatea de alcool stoechiometric necesară, într-un balon de distilare Claisen montat pe o baie de apă termostatată. Balonul era prevăzut cu termometru, pîlnie de picurare și refrigerent descendent. S-a adăugat acid sulfuric (0,375% față de anhidrida maleică) și benzen în proporție de aproximativ 1 : 1 față de amestecul de reacție. Baia de apă s-a menținut la 85—90 °C (datorită prezenței benzenului amestecul de reacție fierbe la ~ 80 °C). Benzenul distilat se colectează într-o biuretă gradată. Mersul reacției se urmărește după cantitatea de apă formată. Pentru mărirea efectului de agitare — datorită fierberii și pentru îndepărtarea mai eficace a apei de reacție, benzenul distilat, după separarea de apă, se reciclează în balonul de esterificare prin pîlnia de picurare. După 16—20 ore esterificarea anhidridei maleice este practic totală. Produsul de reacție se diluează la dublu cu apă și se îndepărtează benzenul. Stratul apos se separă în pîlnie de separare.

După separare, diesterul maleic se spală de 3—4 ori cu apă și se usucă pe $CaCl_2$ anhidră.

Procedeul descris este aplicabil la esterificarea anhidridei maleice indiferent de natura alcoolului utilizat, în seria cercetată. În cursul sintezei se realizează temperatura de 80 °C și în nici o fază de lucru temperatura nu depășește 100 °C. Conversia practic totală a reactanților și lipsa produselor secundare fac deosebit de ușoare operațiile de separare și purificare a esterilor maleici.

În tabelul 2 sînt prezentate rezultatele obținute la sinteza maleaților de *di-n*-butil, *di-izo*-butil, *di*-amil, *di*-izoamil, *di*-octil, *di*-2-etil-hexil și dibenzil. Cu excepția maleatului de dibenzil randamentele în produse pure sînt de peste 75%, ajungînd la peste 90% în cazul maleaților de *di-n*-butil și *di-n*-octil. Și aici pierderile au loc în operațiile de spălare cu apă. Am preferat totuși această metodică față de distilarea în vid, care poate duce la descompunerea și izomerizarea produșilor.

Indicii de saponificare ai diesterilor acidului maleic sintetizați în această lucrare, au arătat în toate cazurile purități de peste 98%. Ei au putut fi utilizați, fără alte purificări, în calitate de comonomeri, în reacții de copolimerizare cu acetatul de vinil.

Tabelul 2

Esterificarea anhidridei maleice cu alcooli cu $t_f > 100°$ la raport stoechiometric al reactanților

Nr. crt.	Alcool	Substanțe introduse în esterificare					Timp de esterificare ore	Apă separată ml	Ester brut rezultat			Produs purificat	
		Anhidridă maleică g	Alcool g	Acid sulfuric g	Benzen Inițial ml	Benzen Reciclat ml			Cantitatea ml	Aciditate ml NaOH 0,1 N/ml produs	Conversia anhidridei maleice %	Cantitatea g	Randament %
1	*n*-butanol	73,5	111	0,276	200	200	18	13,1	171	2,2	97,5	162	94,6
		147,0	222	0,552	380	350	20	26,3	343	2,1	97,8	325	95,1
2	*izo*-butonal	73,5	111	0,276	200	170	16	13,0	171	2,7	96,9	145	84,7
3	*n*-pentanol	73,5	132	0,276	255	100	16	12,8	195	4,9	94,6	163	85,0
		73,5	132	0,276	200	220	18	13,3	196	0,9	98,8	166	86,0
4	*izo*-pentanol	73,5	132	0,276	200	200	16	12,8	195	4,9	93,6	141	73,8
5	*n*-octanol	73,5	195	0,276	200	110	18	13,1	270	1,5	97,3	234	91,4
6	2-etil-hexanol	73,5	195	0,276	210	120	18	13,0	269	2,8	94,9	222	87,2
7	alcool benzilic	73,5	162	0,276	210	190	22	13,0	206	2,6	96,4	154	69,3
		73,5	162	0,276	250	230	16	12,9	201	2,8	96,2	132	59,5

CONCLUZII

1. Prin cercetarea reacțiilor de esterificare a anhidridei maleice cu diferiți alcooli ROH în care R este radical *n*-alchilic, izoalchilic și aralchilic, la 80 °C s-a constatat că conversiile de echilibru scad cu creșterea numărului atomilor de carbon din moleculele alcoolilor. Efectul este mai mare la radicalii *izo*-alchilici, față de radicalii *n*-alchilici, cu același număr de atomi de carbon. Radicalul benzil se situează între radicalii metil și etil.

2. Deplasarea echilibrului reacțiilor de esterificare a anhidridei maleice prin îndepărtarea continuă din sistem a apei de reacție, cu ajutorul azeotropului benzen-apă, permite obținerea diesterilor maleici cu conversii, în unele cazuri de peste 95%, lucrînd cu proporții stoechiometrice ale reactanților.

3. Puritatea unora din produsele obținute este de minimum 98%, ceea ce permite utilizarea lor directă în reacții de copolimerizare cu monomeri vinilici.

BIBLIOGRAFIE

1. Kathmy E. L., Industria y quimica, *22*, 4, 232 (1962).
2. Bonvicino A., Montecatini Soc. Generale per l'Industria Mineraria e Chimica, Pat. austriac, Nr. 225, 415, 25.01.1963.
3. Osipov I., J.P.F.H.O., *11*, 281 (1879); *20*, 254 (1888).
4. Anschutz E., Lieb. Ann., *8*, 2220 (1879).
5. Fisher E., Speier A., Ber. *28*, 3252 (1896); Jasnopolski V. D. J.P.H., *36*, 12, 2779, (1963), Franz J. E., Farrar M. W., Monsanto Chemical Co. Pat. SUA, Nr. 3078302, 19.02.1963.
6. Uşakov S. N., Nicolaev A. F., Toropțeva A. M., Trizno M. S., J.P.H., *32*, 3, 667 (1959).
7. Geddes K. W., Mclean R. N., The Distillers Co. Ltd. Pat. englez, Nr. 982182, 12.06.1963.

ИССЛЕДОВАНИЕ В ОБЛАСТИ СОПОЛИМЕРОВ ВИНИЛАЦЕТАТА С ЭФИРАМИ МАЛЕИНОВОЙ КИСЛОТЫ

1. О синтезе некоторых эфиров малеиновой кислоты.

(РЕЗЮМЕ)

В работе изучалась реакция этерификации малеинового ангидрида со следующими спиртам : метиловым, этиловым, *н*-пропиловым, *н*-бутиловым, *изо*-бутиловым, *н*-амиловым, *изо*-амиловым, *н*-пентиловым, *н*-октиловым, 2-этил-гексиловым и бензиловым.

Был установлен общий препаративный метод для синтеза и очистки некоторых малеиновых эфиров позволяющий в некоторых случаях, конверсии более 95%. Чистота полученных малеиновых эфиров более 98%, что позволяет использовать их непосредственно, в качестве сомономеров, в реакциях сополимеризации с виниловыми производными.

ÜBER COPOLYMERE VON VINYLACETAT MIT MALEINSÄUREESTERN

I. Mitteilung. Beiträge zur Synthese einiger Diester der Maleinsäure

(ZUSAMMENFASSUNG)

In der Mitteilung wird die Veresterungsreaktion des Maleinsäureanhydrids mit Methyl-, Äethyl-, *N*-Propyl-, *n*-Butyl-, isobutyl-, *n*-Amyl-, iso-Amyl-, *n*-Pentyl-, *n*-Oktyl-, 2-Aethyl-hexyl und Benzyl-Alkohol untersucht.

Es wird eine allgemein anwendbare präparative Methode zur Synthese und Reinigung einiger Maleinsäureester ausgearbeitet, die in einigen Fällen einen Umsatz von über 95% erreichen lässt.

Die so gewonnenen Maleinsäureester haben einen Reinheitsgrad von über 98% und sind direkt als Comonomere in Copolymerisierungen mit Vinylverbindungen anwendbar.

CONTRIBUȚII LA STUDIUL PIERDERILOR ÎN TUBURILE DE ASPIRAȚIE ALE TURBINELOR

DE

A. ANGHEL

În exploatarea turbinelor hidraulice tubul de aspirație are un rol deosebit de important deoarece de calitățile lui energetice depinde într-o mare măsură comportarea în ansamblu a turbinei din punct de vedere al randamentului. Problema determinării prin calcul a randamentului, deci a pierderilor de sarcină în tuburile de aspirație ale turbinelor a preocupat și preocupă o serie de cercetători.

Prof. A. Bărglăzan a căutat într-o serie de lucrări să determine expresia acestor pierderi pentru tuburi de formă diferită : tronconice (drepte sau curbe), drepte divergente generate de curbe cunoscute [2], [9].

Referindu-se la un tub tronconic care poate fi drept sau curb (fig. 1) a determinat următoarea expresie a pierderilor de sarcină :

$$h_p = \frac{\lambda \operatorname{tg} \delta}{4} \left\{ \frac{V_{m_2}^2}{2g} \frac{1}{2} \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{2L}{D_2 \operatorname{ctg} \delta} + 1 \right)^4} \right] + \frac{V_{u_2}^2}{2g} \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{2L}{D_2 \operatorname{ctg} \delta} + 1 \right)^2} \right] \right\} \qquad (1)$$

unde :

- λ — coeficientul de pierdere prin frecare,
- δ — unghiul de divergență,
- D_2 — diametrul de intrare în tub,
- L — lungimea tubului,
- V_{m_2}; V_{u_2} — componentele vitezei absolute la intrare în tub.

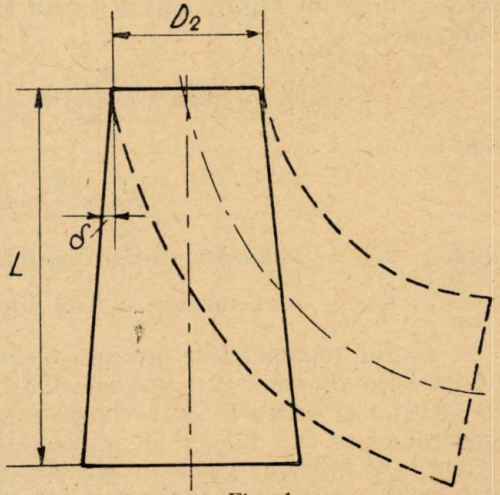


Fig. 1.

Plecînd de la această relație vom căuta să exprimăm pierderile de sarcină în tuburi de acest tip, referindu-ne la o turbină Kaplan

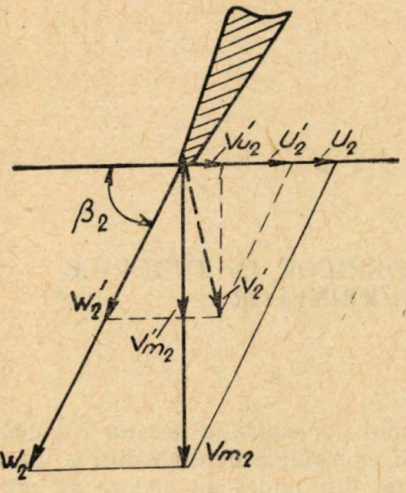


Fig. 2.

ţinînd cont de diferiţii parametrii care intervin în funcţionarea turbinei : regimul de încărcare Q_x/Q ; unghiul β_2 la ieşire din rotor, structura curentului la intrare în tub.

Din triunghiul vitezelor de la ieşire pentru o turbină Kaplan fig. 2, funcţionînd la încărcări variabile şi β_2=constant, se poate exprima legea de variaţie a vitezelor tangenţiale.

$$V'_{u_2} = u'_2 - V'_{2m} \operatorname{ctg} \beta_2$$

$$\operatorname{ctg} \beta_2 = \frac{u_2}{V_{2m}}$$

deci :

$$V'_{u_2} = u'_2 - V'_{2m} \frac{u_2}{V_{2m}}$$

sau :

$$V'_{u_2} = u'_2 \left[1 - \frac{V'_{2m}}{V_{2m}} \frac{u_2}{u'_2} \right] \qquad (2)$$

Din ecuaţia de continuitate $\frac{V'_{2m}}{V_{2m}} = \frac{Q_x}{Q}$. Inlocuind în ecuaţia (2) rezultă expresia vitezei tangenţiale pentru un regim de încărcare diferit de cel normal :

$$V'_{u_2} = u'_2 \left[1 - \frac{Q_x}{Q} \frac{u_2}{u'_2} \right]. \qquad (3)$$

Considerînd că la ieşire din rotor viteza meridională V_{2m} este independentă de distanţa radială şi ţinînd cont de elementele cinematice, putem scrie pentru un regim variabil caracterizat prin Q_x expresia vitezei meridionale :

$$V'_{2m} = \left(\frac{V'_{2m}}{V_{2m}} \right) V_{2m} = \left(\frac{V'_{2m}}{V_{2m}} \right) u_2 \operatorname{tg} \beta_2$$

sau :

$$V'_{2m} = \frac{Q_x}{Q} \omega r_{2m} \operatorname{tg} \beta_{2m} \qquad (4)$$

unde : β_{2m} — valoarea medie a unghiului β_2 la ieşire ;

r_{2m} — raza medie la ieşire din rotor : $r_{2m} = \frac{r_2 + R_2}{2}$.

Studiul repartiţiei de presiuni si viteze în tuburile de aspiraţie au arătat că la ieşire din rotor curentul este caracterizat printr-o repartiţie neuniformă a vitezelor şi prin existenţa vitezelor tangenţiale [5], [6]. Viteza creşte în general către axa tubului de aspiraţie, atingînd valoarea maximă la marginea unei inimi de vîrtej în care scurgerea este mai puţin organizată. Suprapunîndu-se peste neuniformitatea vitezelor axiale, neuniformitatea con-

diționată de existența rotației curentului și a inimii de vîrtej pierderile în tuburile de aspirație cresc considerabil.

Datorită apariției inimii de vîrtej în prima secțiune a tubului de aspirație, debitul variabil se modifică deci și componentele vitezei absolute. Vîrtejul de curent la ieșire din rotor se menține cu respectarea legii ariilor $r \cdot V_u = \text{const.}$ pentru fiecare suprafață a curentului, componentele vitezelor

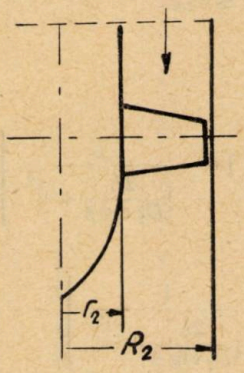


Fig. 3.

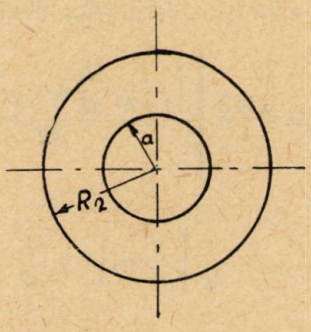


Fig. 4.

depinzînd de debit, de raza inimii de vîrtej, pe care o notăm cu „a" (fig. 4) și de poziția punctului considerat.

Pentru componenta tangențială a vitezei absolute care variază după legea ariilor putem scrie:

$$a \cdot V'_{u_{2a}} = R_2 V'_{u_2}$$

$$V'_{u_{2a}} = \frac{R_2}{a} V'_{u_2}.$$

Ținînd cont de relația (3) obținem noua lege de variație a vitezelor tangențiale:

$$V'_{u_{2a}} = \frac{R_2}{a} u'_2 \left[1 - \frac{Q_x}{Q} \frac{u_2}{u'_2}\right]. \tag{4}$$

Pentru componenta meridională a vitezei absolute putem scrie:

$$V'_{2ma} = \left(\frac{V'_{2ma}}{V_{2m}}\right) V_{2m} = \left[\frac{\frac{Q_x}{\pi (R_2^2 - a^2)}}{\frac{Q}{\pi R_2^2}}\right] u_2 \operatorname{tg} \beta_{2m}$$

sau:

$$V'_{2ma} = \frac{1}{1 - \frac{a^2}{R_2^2}} \frac{Q_x}{Q} r_{2m} \cdot \omega \cdot \operatorname{tg} \beta_{2m} \tag{5}$$

Inlocuind în expresia celor două componente ale vitezei absolute raportul $a/R=A$ obținem :

$$V'_{u2a}=\frac{1}{A}u'_2\left[1-\frac{Q_x}{Q}\frac{u_2}{u'_2}\right]$$

$$V'_{2ma}=\frac{1}{1-A^2}\frac{Q_x}{Q}r_{2m}\cdot\omega\cdot\operatorname{tg}\beta_{2m}.$$

Astfel expresia pierderilor devine :

$$h_p=\frac{\lambda\operatorname{tg}\delta}{4}\left\{\frac{\left(\frac{1}{1-A^2}\frac{Q_x}{Q}\omega\cdot r_{2m}\cdot\operatorname{tg}\beta_{2m}\right)^2}{2g}\frac{1}{2}\left[1-\frac{1}{\left(\frac{2L}{D_2\operatorname{ctg}\delta}+1\right)^4}\right]+\right.$$

$$\left.+\frac{1}{2g}\left[\frac{1}{A}u'_2\left(1-\frac{Q_x}{Q}\frac{u_2}{u'_2}\right)\right]^2\left[1-\frac{1}{\left(\frac{2L}{D_2\operatorname{ctg}\delta}+1\right)^2}\right]\right\}.$$

Dacă ținem cont de expresiile vitezelor unghiulare și tangențiale $\omega=\frac{2\pi n}{60}$; $u=\frac{\pi D_2\cdot n}{60}$ obținem :

$$h_p=\frac{\lambda\cdot\operatorname{tg}\delta\cdot\pi^2}{28\,800\cdot g}\left\{\left(\frac{1}{1-A^2}\frac{Q_x}{Q}D_{m_2}\cdot n\cdot\operatorname{tg}\beta_{2m}\right)^2\frac{1}{2}\left[1-\frac{1}{\left(\frac{2L}{D_2\operatorname{ctg}\delta}+1\right)^4}\right]+\right.$$

$$\left.+\left[\frac{1}{A}D_2n'\left(1-\frac{Q_x}{Q}\frac{n}{n'}\right)\right]^2\left[1-\frac{1}{\left(\frac{2L}{D_2\operatorname{ctg}\delta}+1\right)^2}\right]\right\}.$$

Deoarece turbinele lucrează la turație constantă $n=n'$, expresia pierderilor devine :

$$h_p=\frac{\lambda\cdot\operatorname{tg}\delta\cdot\pi^2\cdot n^2}{28\,800\cdot g}\left\{\left(\frac{1}{1-A^2}\frac{Q_x}{Q}D_{m_2}\operatorname{tg}\beta_{2m}\right)^2\frac{1}{2}\left[1-\frac{1}{\left(\frac{2L}{D_2\operatorname{ctg}\delta}+1\right)^4}\right]+\right.$$

$$\left.+\left[\frac{1}{A}D_2\left(1-\frac{Q_x}{Q}\right)\right]^2\left[1-\frac{1}{\left(\frac{2L}{D_2\operatorname{ctg}\delta}+1\right)^2}\right]\right\}. \qquad (6)$$

Din analiza acestei expresii rezultă că pierderile de sarcină depind de : coeficientul de frecare λ, unghiul de difuzor δ, unghiul β_2 la ieșire din rotor, regimul de încărcare al turbinei Q_x/Q, dimensiunea inimii de vîrtej A, parametrii geometrici ai tubului. Ecuația stabilită permite calculul curbei de variație a pierderilor de sarcină în tuburile de aspirație pentru o turbină

Kaplan cu palete fixe sau reglabile. Pentru aceasta se impune cunoașterea parametrului ce caracterizează dimensiunea inimii de vîrtej $A=f\left(\frac{Q_x}{Q}\right)$ la diferite unghiuri β_{2m} și coeficientul de pierdere $\lambda=f\left(\frac{Q_x}{Q}\right)$.

Literatura de specialitate, prezintă date incomplete pentru acești parametrii [4,] [8], dar totuși suficiente pentru un calcul aproximativ a curbelor de pierderi în tuburi de acest tip. În fig. 5 sînt prezentate curbele $A=f\left(\frac{Q_x}{Q}\right)$ pentru regimuri variabile de încărcare ale unei turbine avînd unghiul β_{2m} ca parametru, stabilite experimental [4].

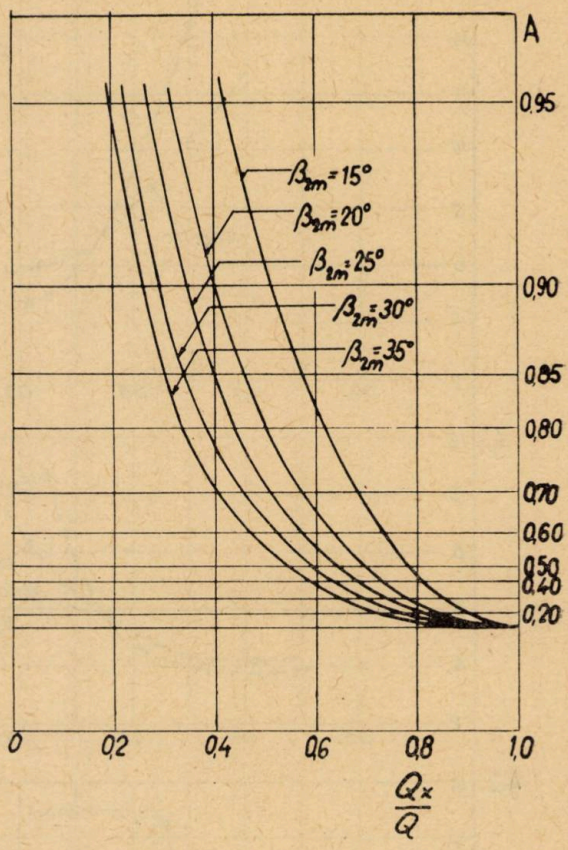


Fig. 5.

Folosind rezultatele experimentale și relația stabilită pe această cale s-au trasat în fig. 6 *a, b, c*; fig. 7 *a, b, c*; fig. 8; fig. 9 curbele de variație ale pierderilor de sarcină în tubul de aspirație ale unor turbine Kaplan cunoscute prin parametrii lor energetici și geometrici.

În tabelul de mai jos sînt date caracteristicile turbinelor studiate.

Tabelul I

Rotor Tip	Q_n l/s	D_1 m	L m	δ gr	H m	Observații
K-201	1 230	0,460	2,56	11°15′	3,5	
K-F	1 340	1,0	2,7	7°30′	1	Lucr. conf. Nice 1960

Curbele obținute prin calcul funcționînd cu turbina în regim propeler sau Kaplan sînt comparate cu rezultate obținute experimental.

Valoarea pierderilor hidraulice pentru diferite regimuri sînt calculate în procente din sarcină totală. Curbele obținute sînt apropiate ca aliură, iar pentru unele regimuri chiar ca valoare față de cele experimentale prezentate în literatură pentru unele turbine studiate [3], [7].

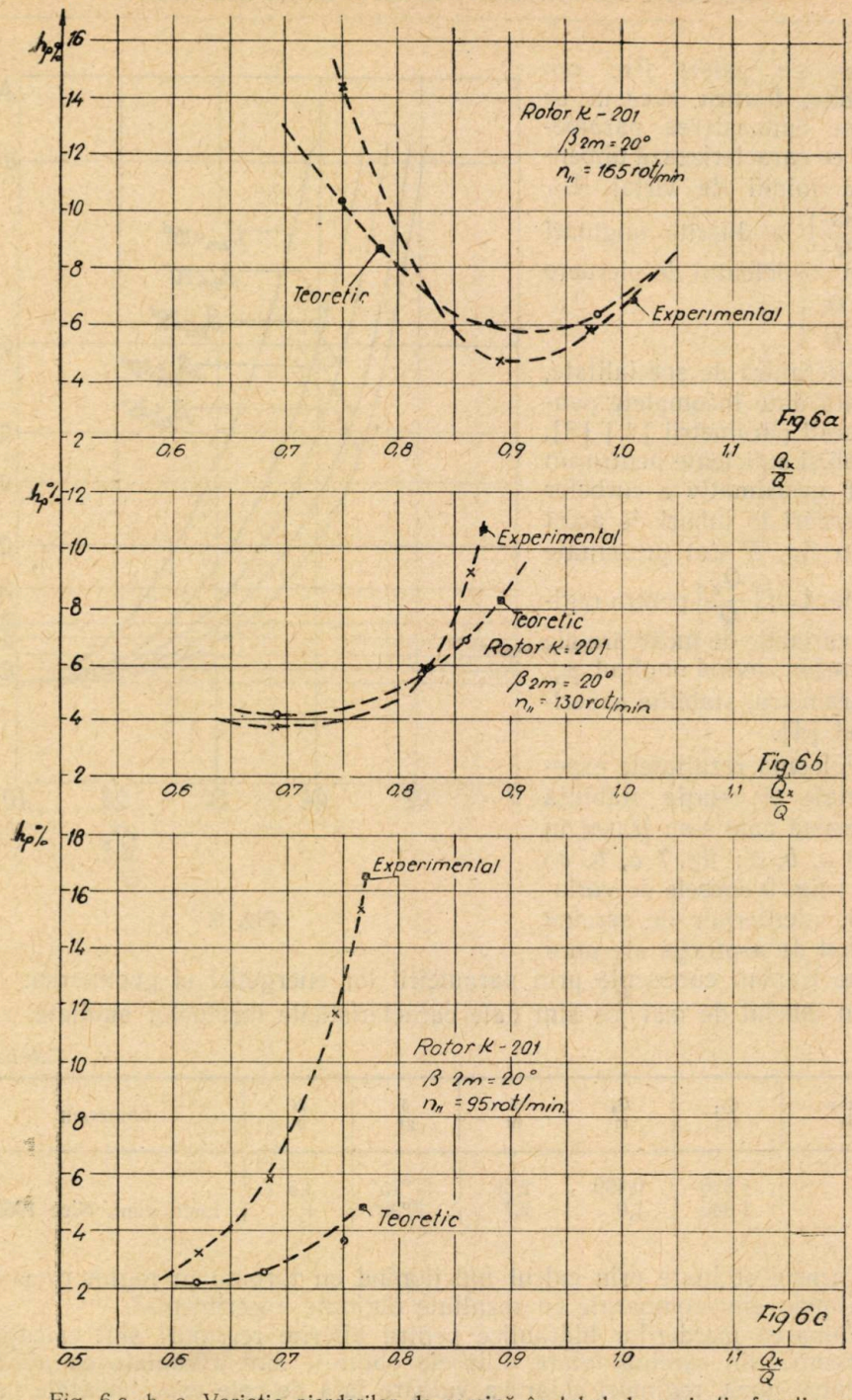


Fig. 6 a, b, c. Variația pierderilor de sarcină în tubul de aspirație funcționînd cu turbina în regim propeler.

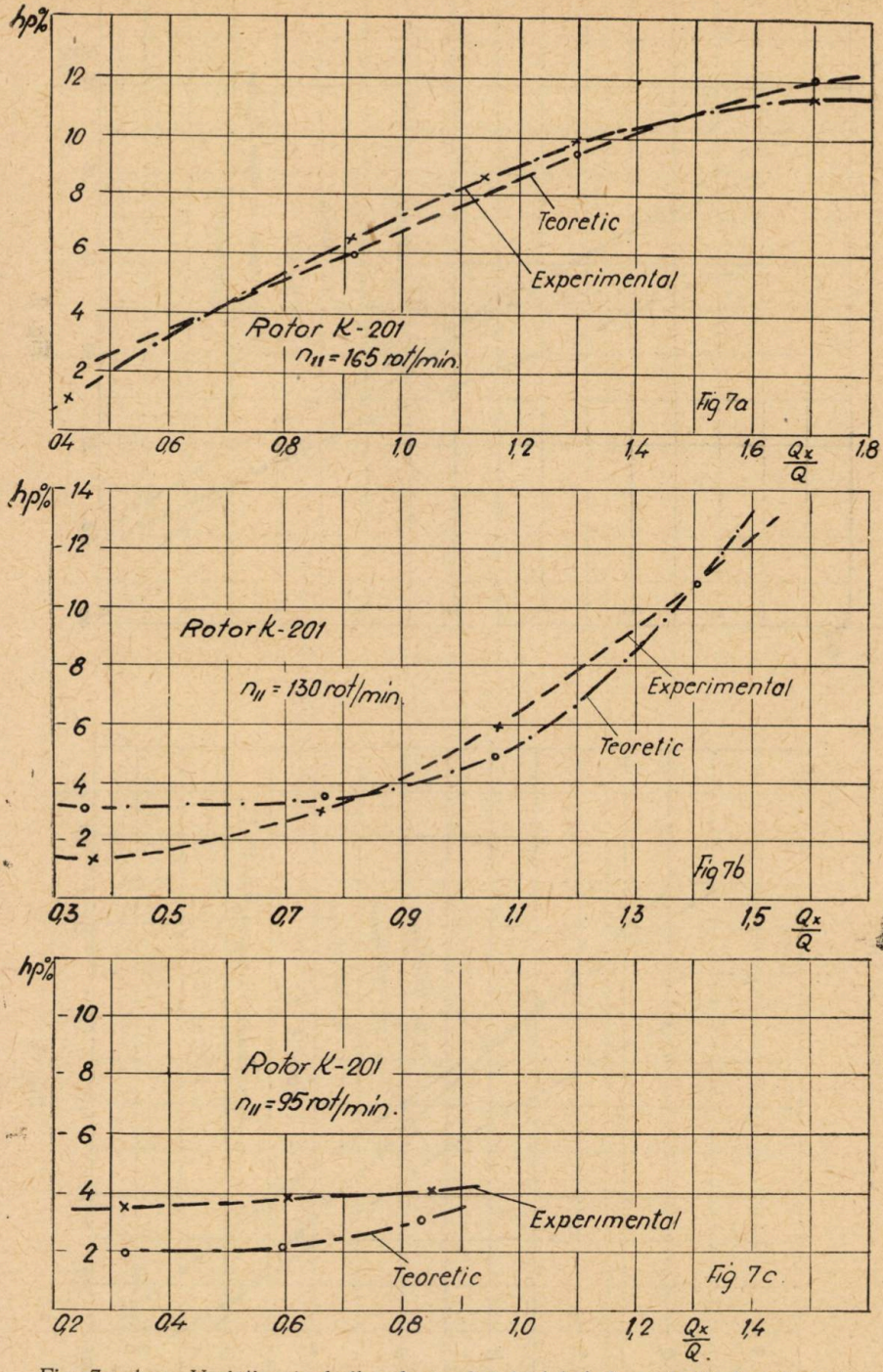


Fig. 7 a, b, c. Variația pierderilor de sarcină în tubul de aspirație funcționînd cu turbina în regim Kaplan.

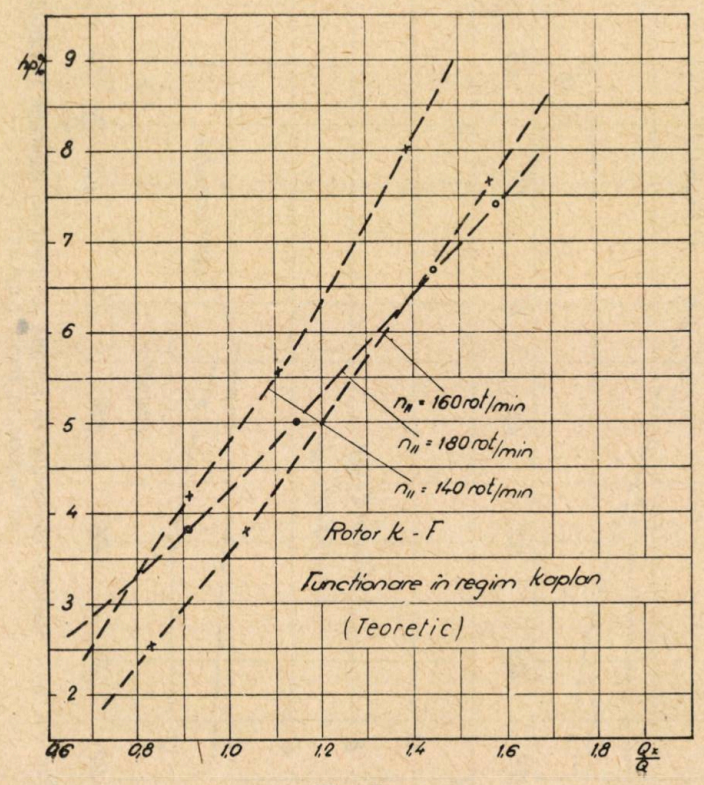

h_p%
9
8
7
6
5
4
3
2
0,6
0,8
1,0
1,2
1,4
1,6
1,8
$\frac{Q_x}{Q}$
n_{11} = 160 rot/min
n_{11} = 180 rot/min
n_{11} = 140 rot/min
Rotor k - F
Functionare in regim kaplan
(Teoretic)

Fig. 8.

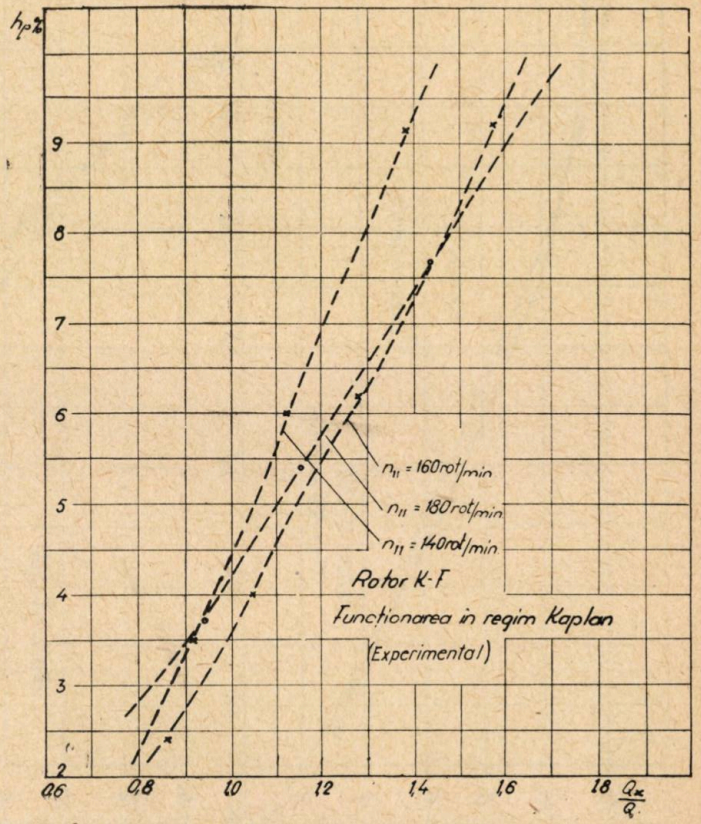

h_p%
9
8
7
6
5
4
3
2
0,6
0,8
1,0
1,2
1,4
1,6
1,8
$\frac{Q_x}{Q}$
n_{11} = 160 rot/min
n_{11} = 180 rot/min
n_{11} = 140 rot/min
Rotor k-F
Functionarea in regim Kaplan
(Experimental)

Fig. 9.

Aceasta arată că în relația stabilită sînt cuprinși majoritatea parametrilor de care depind pierderile de sarcină în tuburi.

Diferențele care apar între valorile măsurate și cele calculate rezultă din cunoașterea mai puțin exactă a diferiților parametrii care intervin în expresia pierderilor.

Din curbele prezentate se constată că în cazul funcționării cu turbina în regim propeler, pierderile în tubul de aspirație cresc rapid la îndepărtarea de regimul optim în sensul creșterii sau micșorării debitului, randamentul turbinei fiind mai puțin legat de pierderile în rotor. Cauza creșterii pierderilor fiind valoarea mare a vitezelor tangențiale care apar în tub.

CONCLUZII

1. Pierderile de sarcină în tuburile de aspirație ale turbinelor sînt determinate de: structura curentului, dimensiunea inimii de vîrtej, regimul de încărcare a turbinei, de parametrii geometrici ai tubului.

2. Pentru a putea stabili relații cît mai exacte de calcul se impune cunoașterea cît mai bine a formelor de mișcare în tubul de aspirație, a mărimii și distribuției vitezelor pentru toate regimurile de încărcare ale turbinei.

BIBLIOGRAFIE

1. P. Deriaz, A contribution to the understanting of flow in draft tubes of Francis turbines. Symposium de Nice, 16—20 sept. 1960. Extras.
2. A. Bărglăzan, Contribuții la studiul pierderilor de sarcină în tuburile de aspirație la turbine. Studii și cercetări științifice, seria științe tehnice, Tom. III, nr. 1—2, 1956, pag. 70—76.
3. G. Martin et H. Giraud, Les separation des pertes dans une turbine Kaplan de conception classique et dans une turbine axiale. Symposium de Nice, 16—20 sept. 1960. Extras.
4. Mitsukijo Muracami, Vibration of water Turbine. Draft tube. Journal of Engineering for power. January 1961, pag. 36—42.
5. P. Campmas, Étude de l'eculement dans les aspirateurs des turbines Francis industrielles. A.I.R.H., Lisabona, 1957, pag. 01—028.
6. I. L. Povh, *Modelirovanie ghidravliceskih turbin v vooduşnih potokah*. Moscova, 1955.
7. V. S. Kviatkovski, *Rabocii proțes osevîi ghidroturbinî*. Trudî VIGM, Moscova, 1951.
8. N. D. Poleţki, Energeticeskie harakteristiki krivosnîh diffuzorov. Energomaşinostroenie, Nr. 3, 1964.
9. A. Bărglăzan, Contribuții asupra fenomenului hidraulic în zona de trecere de la motor la tubul de aspirație la turbine. Studii și cercetări, Seria științe tehnice, Tom. III, Nr. 1—2, 1956, pag. 76—84.

К ИЗУЧЕНИЮ ПОТЕРЬ ВО ВСАСЫВАЮЩИХ ТРУБАХ ТУРБИН

(РЕЗЮМЕ)

В работе дано теоретическое расчетное соотношение потерь напора во всасывающих трубах в виде усеченного конуса, прямых или изогнутых.

Соотношение, установленное на основании анализа структуры потока при входе в трубу позволяет вычислить кривую изменения потерь для трубины Каплана с неподвижными или регулируемыми лопатками.

Полученные теоретические результаты сравниваются с экспериментальными результатами существующими в литературе. Хорошее соответствие теоретических и экспериментальных рзультатов показывает, что в соотношение вошло большенство параметров от которых зависят потери напора во всасывающих трубах.

BEITRÄGE ZUM STUDIUM DER DRUCKVERLUSTE IN SAUGROHREN VON TURBINEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

In der vorliegenden Arbeit wird eine theoretische Gleichung zur Berechnung der Druckverluste in kegelstumpfförmigen, geraden und gekrümmten Saugrohren festgelegt.

Die an Hand der Strukturanalysis der Strömung beim Eintritt in das Rohr bestimmte Gleichung ermöglicht die Berechnung der Verlustvariationskennlinie für eine Kaplanturbine mit festen oder regelbaren Laufschaufeln.

Die theoretisch erhaltenen Resultate werden mit denen aus der Literatur gegebenen verglichen. Die gute Übereinstimmung der theoretischen Resultate mit den experimentellen zeigt uns, dass in der Gleichung die wichtigsten Parameter, die die Verluste bestimmen, berücksichtigt worden sind.

CERCETĂRI EXPERIMENTALE ASUPRA UNUI TURBIONATOR FRIGORIFIC BIDIMENSIONAL

DE

V. BARBU, H. THEIL, F. NEISS, D. NEGRU

1. INTRODUCERE

Complexitatea fenomenului Ranque-Hilsch ce caracterizează funcționarea turbionatoarelor frigorifice continuă să rețină atenția unui număr mare de cercetători. Simplitatea instalației, cu posibilitatea obținerii simultane și spectaculoase de frig și de căldură și numeroasele aplicații practice au făcut ca în ultimii 20 de ani să i se consacre sute de lucrări atît teoretice cît și experimentale.

Cu toate acestea, nu s-a ajuns încă să se dispună de date sigure pentru proiectarea și exploatarea turbionatorului ; separarea gazului în cei doi curenți își găsește încă felurite explicații, adesea contradictorii, în diferitele modele teoretice prezentate de diferiții cercetători [1], [2], [3], [4], [5], [6].

Toate teoriile existente pînă în prezent nu reușesc să explice decît calitativ rezultatele obținute experimental.

La rîndul lor concluziile studiilor experimentale asupra influenței diferiților parametri apar deseori în discordanță în diferite lucrări ; multe din concluziiile care se stabilesc pentru un anumit tip de turbionator sau la anumite dimensiuni ale acestuia nu mai rămîn valabile pentru alte tipuri sau alte dimensiuni. Influența multor parametri nu este încă cercetată sistematic. Se impune în continuare noi cercetări, noi experimentări, capabile să asigure elaborarea unor teorii mai complete și mai sigure.

Dintre problemele mult controversate în literatura de specialitate sînt de menționat în primul rînd aceea a localizării efectului de răcire. Dacă o serie de cercetători ca, de exemplu, Dornbrand (1950), Van Deemter (1952), Deissler și Perlmutter (1960) ș. a. sînt de părere că separarea energiei are loc complet în interiorul camerei unde este plasat ajutajul tangențial, alții ca Hilsch (1946), Kassner și Knoerschild (1948), Hartnett și Eckert (1957), Lay (1959), Scheper (1951), Pengelly (1957), Sibulkin (1962) ș. a. explică separarea celor doi curenți — cald și rece — printr-un efect tridimensional de schimb de energie produs de-a lungul tubului cald.

Este tocmai obiectivul principal al cercetărilor propuse în cadrul lucrării de față : a contribui la elucidarea problemei localizării efectului de răcire.

In același timp s-a urmărit determinarea cîmpului de presiuni, de viteze și de temperaturi din planul ajutajului tangențial de intrare a aerului în turbionator, problemă insuficient cercetată. Singura lucrare în acest sens aparține lui Sibulkin (1962), cu observația că rezultatele obținute de acesta au fost influențate de prezența tubului cald.

Existența unei zone centrale relativ liniștite, pusă în evidență de Sibulkin și admisă ca ipoteză de bază în modelul teoretic prezentat de acesta [1], ar putea să apară tot ca o consecință a prezenței tubului cald. În absența acestuia, zona centrală relativ liniștită se mai păstrează? Lucrarea de față își propune să răspundă și acestei întrebări.

Observăm de asemenea că, față de măsurătorile lui Sibulkin care au fost efectuate de-a lungul unei singure direcții radiale, măsurătorile efectuate în cadrul lucrării prezente s-au efectuat după trei direcții decalate cu 90°, dînd astfel posibilitatea unei cunoașteri mai complete a tabloului cîmpurilor de presiuni, viteze și temperaturi din camera turbionatorului.

Rezultatele obținute sperăm să contribuie la o lărgire a cunoștințelor despre fenomenele care au loc în camera turbionatorului și despre turbionatoare în general.

2. DESCRIEREA INSTALAȚIEI EXPERIMENTALE

Pentru cercetarea obiectivelor propuse, s-a proiectat un turbionator de construcție originală, diferită de construcțiile obișnuite, prin înlocuirea tubului cald cu o cameră spirală colectoare dispusă imediat după camera turbionatorului, periferic (v. fig. 1); pentru curentul rece s-a prevăzut de asemenea o cameră spirală, dezvoltată axial, dar, față de influența redusă înregistrată, ulterior a fost abandonată.

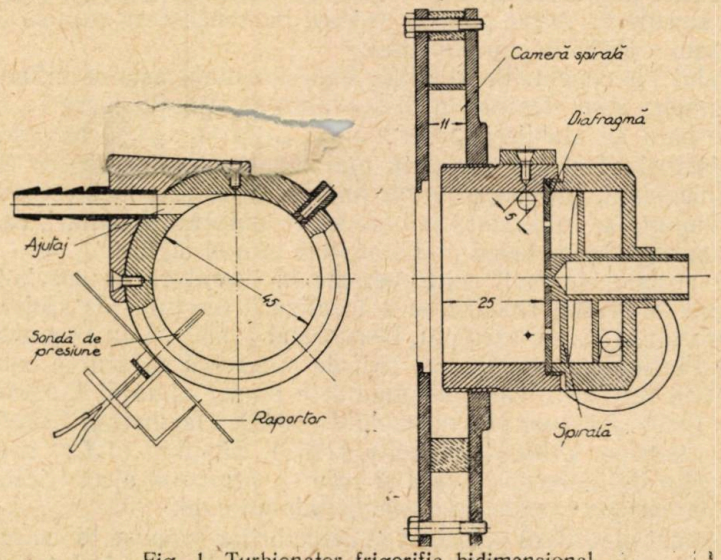


Fig. 1. Turbionator frigorific bidimensional.

Pentru ca rezultatele obținute să nu fie influențate de prezența sondelor introduse în camera turbionatorului, dimensiunile radiale ale acesteia s-au admis relativ mari ($D=45$ mm), mai mari decît cele folosite de primii cercetători (Ranque, Hilsch, Merkulov, Alexeev, Martînovski ș. a.) și comparabile cu cele admise de Dubinski, Sibulkin, Lay ș. a.; lungimea camerei ($L=25$ mm) a fost impusă de cerințe constructive. Pentru vizionarea curgerii, peretele camerei de partea opusă evacuării curentului rece a fost realizat din plexiglas.

Introducerea aerului în turbionator s-a făcut printr-un ajutaj convergent, dispus tangențial, cu un diametru de 5 mm.

Deși turbionatorul a fost proiectat pentru posibilitatea de variație a mai multor parametri constructivi, final nu s-a găsit necesar să se modifice decît raportul de strangulare de partea curentului rece, utilizîndu-se pentru aceasta atît diafragme cu orificii circulare cît și diafragme cu orificii inelare.

Pentru ridicarea cîmpului de presiuni, viteze și temperaturi, turbionatorul a fost prevăzut cu 3 orificii radiale, dispuse pe periferia camerei, cu un decalaj de 90°, în planul ajutajului de intrare (v. fig. 1).

Standul folosit pentru cercetarea turbionatorului poate fi urmărit în fig. 2 și constituie o îmbunătățire a standului folosit în lucrările anterioare [7], atît în privința asigurării menținerii unui regim constant de lucru cît și în privința măsurării parametrilor necesari.

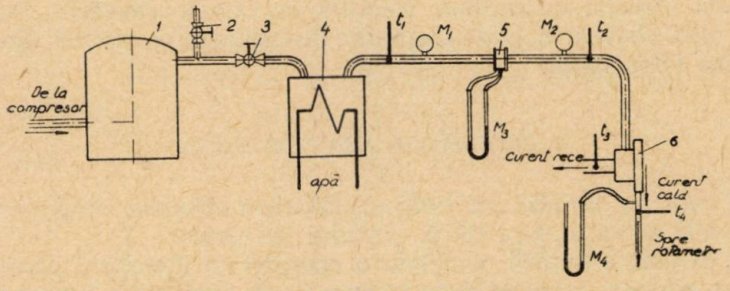


Fig. 2. Schema instalației experimentale:
1 — rezervor tampon; *2, 3* — robinete de reglare; *4* — răcitor; *5* — diafragmă; *6* — turbionator; t_1, t_2, t_3, t_4 — termometre; M_1, M_2, M_3, M_4 — manometre.

Ca instrumentaj de măsură au fost folosite manometre metalice și tuburi piezometrice — pentru măsurarea presiunilor — termometre cu mercur și termoelemente — pentru măsurarea temperaturilor —, o diafragmă dublă (pe conducta de alimentare) și rotametre (pe conducta curentului cald, după camera spirală) — pentru măsurarea debitelor.

Pentru stabilirea cîmpurilor de presiuni, viteze și temperaturi în camera turbionatorului, au fost folosite sonde cilindrice introduse radial prin orificiile practicate pe periferia pereților camerei (v. mai sus).

Astfel pentru măsurarea presiunilor a fost confecționată o sondă de direcție, cilindrică, cu diametrul de 1,6 mm, prevăzută cu două orificii dispuse la un unghi de ~ 90°, la o distanță de 4 mm față de extremitatea sondei [8], [9]. Sonda a fost folosită atît pentru măsurarea direcției curentului

cît și a presiunilor totale și statice, prin rotiri corespunzătoare citite cu o precizie de 0,5° pe un sector gradat fixat pe pereții camerei.

S-au măsurat valorile corespunzătoare fiecărui orificiu și, în caz de diferențe (în general, destul de mici), s-a considerat valoarea medie ; pentru măsurarea presiunilor au fost folosite tuburi piezometrice cu alcool sau cu mercur și manometre metalice de precizie (clasa 0,6), pentru presiuni mai mari.

Pentru fixarea adîncimilor de introducere a sondei în camera turbionatorului, s-a folosit un set de știfturi de distanțare corespunzătoare razelor propuse.

Mărimile caracteristice ale sondei (coeficienți de corecție, unghiul exact dintre orificii, unghiurile de amplasare pentru măsurarea presiunilor totale și statice pentru fiecare orificiu) s-au determinat prin etalonarea prealabilă a sondei într-un tunel aerodinamic cu un diametru de 41 mm, cu partea de intrare construită după o lemniscată [10]. De menționat că unghiurile stabilite în tunel pentru măsurarea presiunii statice sînt în concordanță cu cele indicate în literatură [11].

Pentru măsurarea temperaturilor s-a folosit o sondă etalonată în prealabil cu un diametru de 2 mm, constînd dintr-un termocuplu cupru-constantan introdus într-un tub prevăzut cu 2 orificii, construită după [12], cu factorul de recuperare $r=0{,}9$. Citirea temperaturilor s-a făcut prin dirijarea sondei după direcția curentului, stabilită cu ocazia ridicării cîmpului de presiuni ; mici abateri în jurul unghiului corespunzător acestei direcții s-au dovedit fără importanță.

3. PROGRAMUL MĂSURĂTORILOR

După cum s-a amintit, unul din principalele obiective propuse în cadrul lucrării a fost acela al localizării efectului de răcire.

Dacă ipoteza separării complete a energiei în interiorul camerei unde este plasat ajutajul tangențial de intrare ar fi justificată, atunci turbionatorul bidimensional proiectat (cu tubul cald înlocuit printr-o cameră spirală de evacuare) ar trebui să conducă la performanțe comparabile cu cele obținute în cazul turbionatoarelor clasice în contracurent, pentru aceleași valori ale parametrilor gazului la intrare.

Determinarea performanțelor turbionatorului a constituit de aceea primul punct al programului de cercetări propuse. S-au măsurat în acest scop diferențele de temperaturi realizate între curentul cald și rece, urmărindu-se principalele influențe ale parametrilor constructivi și de funcționare asupra acestora. S-a urmărit influența raportului de strangulare de partea curentului rece, atît pentru orificii circulare cît și pentru secțiuni inelare realizate la diferite raze cu ajutorul unor piese interschimbabile.

Pentru fiecare combinație posibilă s-a urmărit influența prezenței camerei spirale de partea curentului rece, a raportului $\mu = \frac{m_r}{m_c+m_r}$ dintre debitul aerului rece și debitul total și a presiunii inițiale de intrare p_i

În continuare, programul cercetărilor efectuate a cuprins ridicarea cîmpului de presiuni, viteze și temperaturi din camera turbionatorului, în planul ajutajului de intrare, pentru soluția optimă a parametrilor constructivi și pentru μ optim.

După cum s-a mai amintit, sondarea aecstor cîmpuri s-a efectuat după trei direcții radiale decalate la 90° ; explorarea fiecărei direcții s-a făcut din 3 în 3 mm.

Pentru fiecare punct s-a măsurat succesiv direcția curentului, presiunea totală p_{tot}, presiunea statică p_{st} și apoi temperatura aparentă a curentului T_a. Cu aceste date, s-au putut determina, pe cale de calcul, și celelalte mărimi studiate, ca temperatura statică T_{st}, temperatura de frînare T_{fr}, viteza totală c, viteza tangențială c_u și viteza c_a. Relațiile de calcul folosite sînt următoarele [13]:

$$T_{st} = \frac{T_a}{1 + r\left(\frac{p_{tot}}{p_{st}}\right)^{\frac{x-1}{x}} - 1} \tag{1}$$

$$T_{fr} = \frac{T_a \left(\frac{p_{tot}}{p_{st}}\right)^{\frac{x-1}{x}}}{1 + r\left(\frac{p_{tot}}{p_{st}}\right)^{\frac{x-1}{x}} - 1} \tag{2}$$

$$c_u = c \cdot \cos\alpha \tag{3}$$

$$c_a = c \cdot \sin\alpha \tag{4}$$

unde $r = 0{,}9$ este factorul de recuperare,

x — exponentul adiabatic și

α — unghiul curentului față de planul ajutajului tangențial de intrare (perpendicular pe axa camerei).

4. REZULTATE OBȚINUTE

Principalele rezultate, obținute pe baza măsurătorilor efectuate, pot fi urmărite în fig. 3 . . . 10.

Astfel, în fig. 3 sînt redate rezultatele înregistrate în privința localizării efectului de răcire. Diferențele de temperaturi măsurate între curentul cald și cel rece denotă că procesul de separare al energiei celor doi curenți are loc și în cazul unui turbionator bidimensional (limitat numai la camera de turbionare); efectul de răcire obținut este însă mult mai redus decît cel corespunzător turbionatoarelor clasice în contracurent (aproximativ, jumătate [5]) și deci incomplet.

O altă particularitate cu privire la tipul de turbionator cercetat se remarcă în privința raportului optim de strangulare R_0/R, de partea curentului rece: pentru toate presiunile inițiale de lucru — $p_1 = 1{,}67$; 2,94 și 4,02 bar $(R_0/R)_{optim} \cong 0{,}8$ față de $\sim 0{,}48$, în cazul turbionatoarelor obișnuite. Este de menționat că $\left(\frac{R_0}{R}\right)_{optim} \cong 1 - \frac{h}{R}$, unde h este înălțimea (diametrul) ajutajului la intrare.

In fine, este de observat că, și în cazul turbionatorului cercetat, se regăsește aceeași influență favorabilă a ridicării presiunii inițiale asupra efectului de răcire și aceleași valori ale lui μ_{optim}, corespunzător acestor presiuni ($\mu_{optim} \cong 0{,}4$).

Utilizarea unor strangulări de tip inelar nu îmbunătățește separarea celor doi curenți ci, dimpotrivă, o înrăutățește: efectul de răcire obținut este mai redus, atît pentru diafragma cu $\left(\frac{R_0}{R}\right)_{optim}$ (vezi fig. 4), cît și pentru celelalte diafragme încercate.

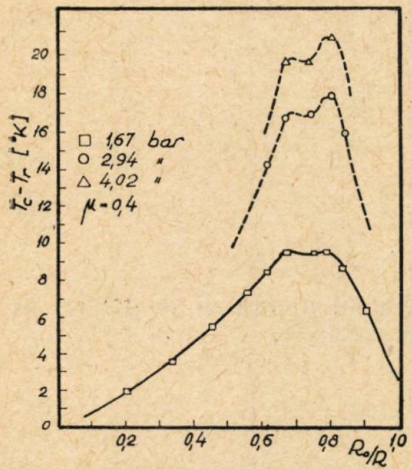


Fig. 3. Diferențele maxime de temperaturi obținute pentru μ_{optim} la diferite diafragme și diferite presiuni de intrare.

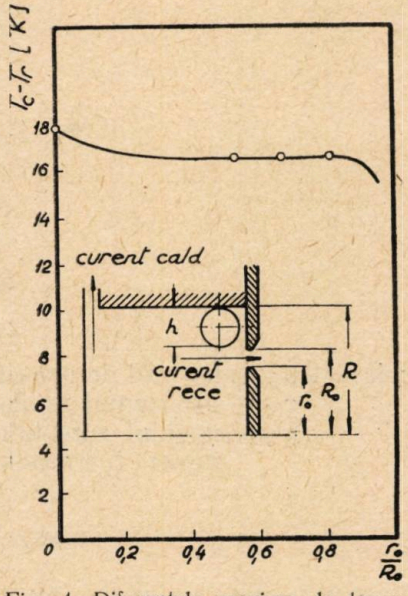


Fig. 4. Diferențele maxime de temperaturi obținute în cazul strangulării inelare pentru R_0/R_{optim} și μ_{optim} la o presiune de intrare de 2,94 bar.

La aceleași concluzii defavorabile s-a ajuns și în privința utilizării unei camere spirale axiale dispusă după diafragmă, de partea curentului rece: în prezența camerei spirale diferența de temperaturi realizată este ceva mai mică.

Ca urmare, toate măsurătorile efectuate în continuare în vederea stabilirii cîmpurilor de presiuni, de temperaturi și de viteze, s-au limitat numai la soluția care s-a dovedit de eficacitate maximă: diafragmă simplă cu $D_0=35$ mm ($R_0/R=0{,}8$), fără cameră spirală de partea curentului rece, $\mu=0{,}4$.

Din analiza acestor cîmpuri, redate în fig. 5, 7 și 9, se desprind următoarele observații mai importante:

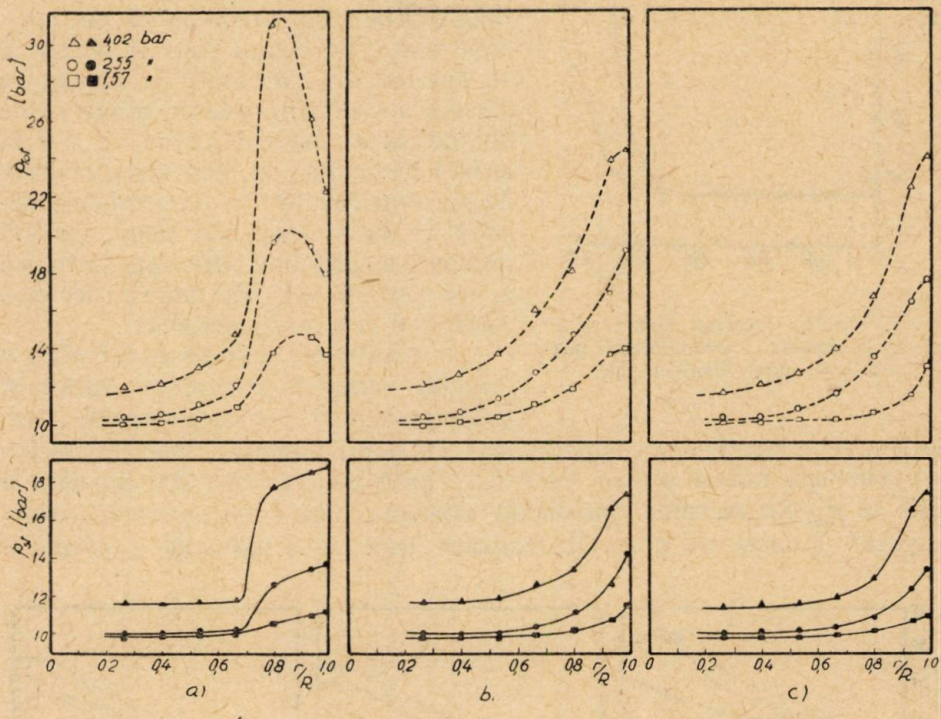


Fig. 5. Variația presiunilor statice și a presiunilor de frînare pentru diferite presiuni inițiale, în trei secțiuni ale camerei turbionatorului *a*, *b*, *c* decalate cu 90°.

— atît cîmpul presiunilor statice cît și cel al presiunilor totale (v. fig. 5) se prezintă destul de diferit în cele 3 secțiuni considerate; în camera turbionatorului nu există deci o simetrie a presiunilor și deci nici a curgerilor; disimetria maximă aparține zonei din apropierea ajutajului de intrare, factorul principal al acestei disimetrii; pe măsura îndepărtării de ajutaj disimetria presiunilor se atenuează;

— pentru toate trei presiunile inițiale de lucru, alura curbelor de variație de-a lungul razei este aproape aceeași (mai accentuată în cazul secțiunii *a*),

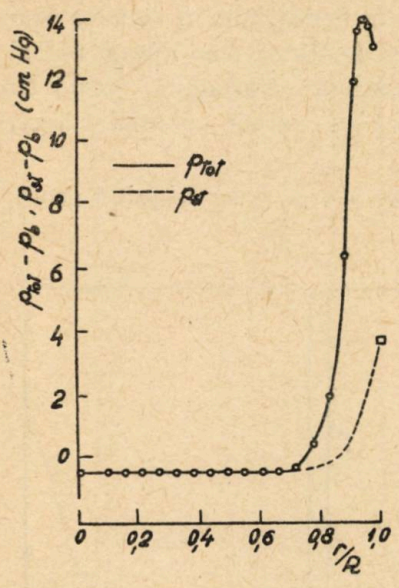


Fig. 6. Variația presiunii statice și de frînare în camera turbionatorului pentru $\mu=0$ după Sibulkin [1].

o creștere relativ lentă în zona centrală pînă la $r/R=0{,}7$ și apoi o creștere rapidă pînă în apropierea pereților camerei, unde urmează iarăși o creștere încetinită — pentru presiunea statică și chiar o scădere pentru presiunea totală, ca urmare a frecării ;

— pentru secțiunea cea mai apropiată de ajutajul de intrare (secțiunea *a*), cîmpul presiunilor totale indică un maximum foarte pronunțat care se reduce și se apropie tot mai mult de perete, pe măsura micșorării presiunii inițiale ; este un indiciu al devierii jetului de gaz la ieșirea din ajutaj, în spre zona centrală de presiune redusă ; cu cît presiunea inițială de lucru este mai mare, cu atît diferența de presiune între zona periferică și cea centrală este mai mare și devierea curentului este mai puternică ;

— rezultatele obținute de Sibulkin în privința variației presiunilor statice și totale (v. fig. 6), pentru o secțiune apropiată de secțiunea *b*, sînt comparabile — cel puțin calitativ — cu cele prezentate mai sus, numai pentru $r/R > 0{,}6$; dacă pentru $r/R < 0{,}6$ Sibulkin a găsit că $p_{tot} \cong p_{st} \cong$ const, justificînd existența unei zone centrale „relativ liniștită", aceasta nu poate fi explicată decît ca o influență a prezenței

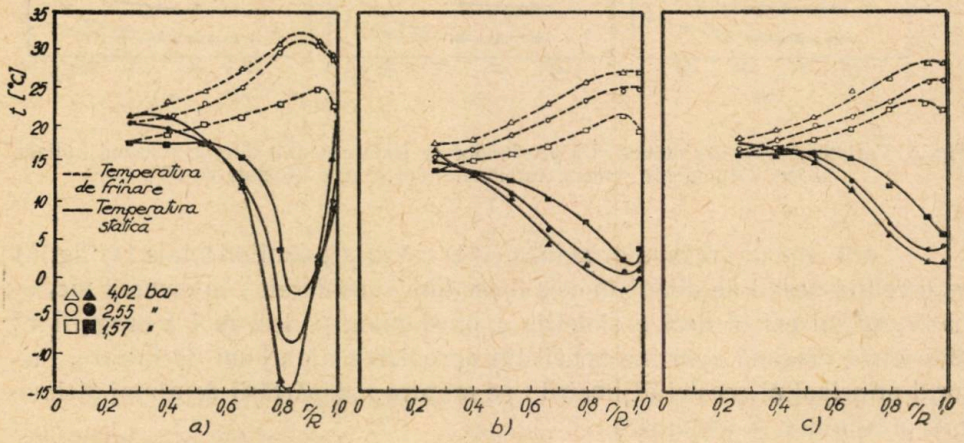


Fig. 7. Variația temperaturilor de frînare și statice pentru diferite presiuni inițiale în camera turbionatorului (secțiunile *a*, *b*, *c*).

tubului cald ; în absența acestuia, zona centrală liniștită nu există.

— Aceleași observații cu privire la disimetria curgerii în camera turbionatorului, mai accentuată în apropierea ajutajului de intrare, cu privire la devierea curentului la ieșirea din ajutaj în spre zona centrală și cu privire la inexistența unei zone centrale liniștite, rezultă și din examinarea cîmpurilor temperaturilor statice și de frînare (v. fig. 7) și a cîmpurilor de viteze (v. fig. 9).

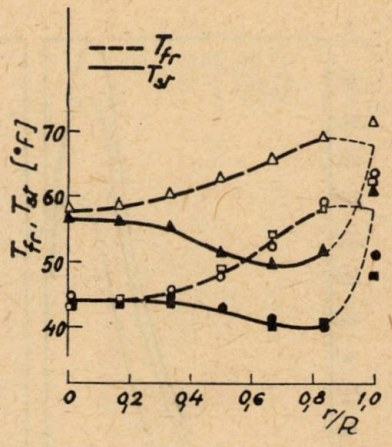


Fig. 8. Variația temperaturilor de frînare și statice pentru trei valori ale parametrului μ și $Z/R=4$ după Scheper.

— Cîmpul temperaturilor statice se prezintă ca o răsturnare a cîmpului presiunilor totale sau al vitezelor : temperatura statică se micșorează pe măsura îndepărtării de zona centrală, pentru ca în apropierea pereților să crească din nou, cu atît mai pronunțat cu cît secțiunea este mai apropiată de ajutajul de intrare. De menționat că rezultatele obținute în această privință sînt în deplină concordanță cu cele înregistrate de Scheper (1951) în tubul cald, la o distanță egală cu de două ori diametrul camerei (vezi fig. 8); în schimb, măsurătorile efectuate de Lay [6] de-a lungul tubului cald nu au constatat scăderi ale temperaturilor statice spre periferie ci numai creșteri continue.

— In privința vitezelor tangențiale (v. fig. 9), în afara observațiilor generale menționate mai sus, se remarcă variația aproape lineară a acestora pînă în apropierea pereților, unde începe să scadă, ca urmare a frecărilor. Legea de variație $c_u \cdot r = \text{const.}$, admisă de Sibulkin printre condițiile inițiale ale teoriei sale [1], nu este deci justificată decît cel mult în imediata apropiere a periferiei. Legea de variație reală este $c_u/r \cong \text{const}$ ($\omega \cong \text{const}$), care nu mai impune necesitatea admiterii unei zone centrale liniștite.

— Din examinarea cîmpului vitezelor axiale se observă că, deși curentul cald reprezintă ~60% din debitul masic total al aerului introdus în cameră, zona ocupată de acesta este aparent foarte restrînsă : curentul de gaz este dirijat spre evacuarea curentului cald numai de-a lungul unei zone inelare atașată periferic, cu o grosime $\delta \leqslant 0{,}1\,R$ este un fapt cu totul normal dacă se are în vedere raportul suprafețelor zonelor de separare și diferențele mari de densitate redate în fig. 10 (densitatea gazului crește rapid spre periferie, unde ajunge la valori de ~1,6 ori mai mari decît în zona centrală).

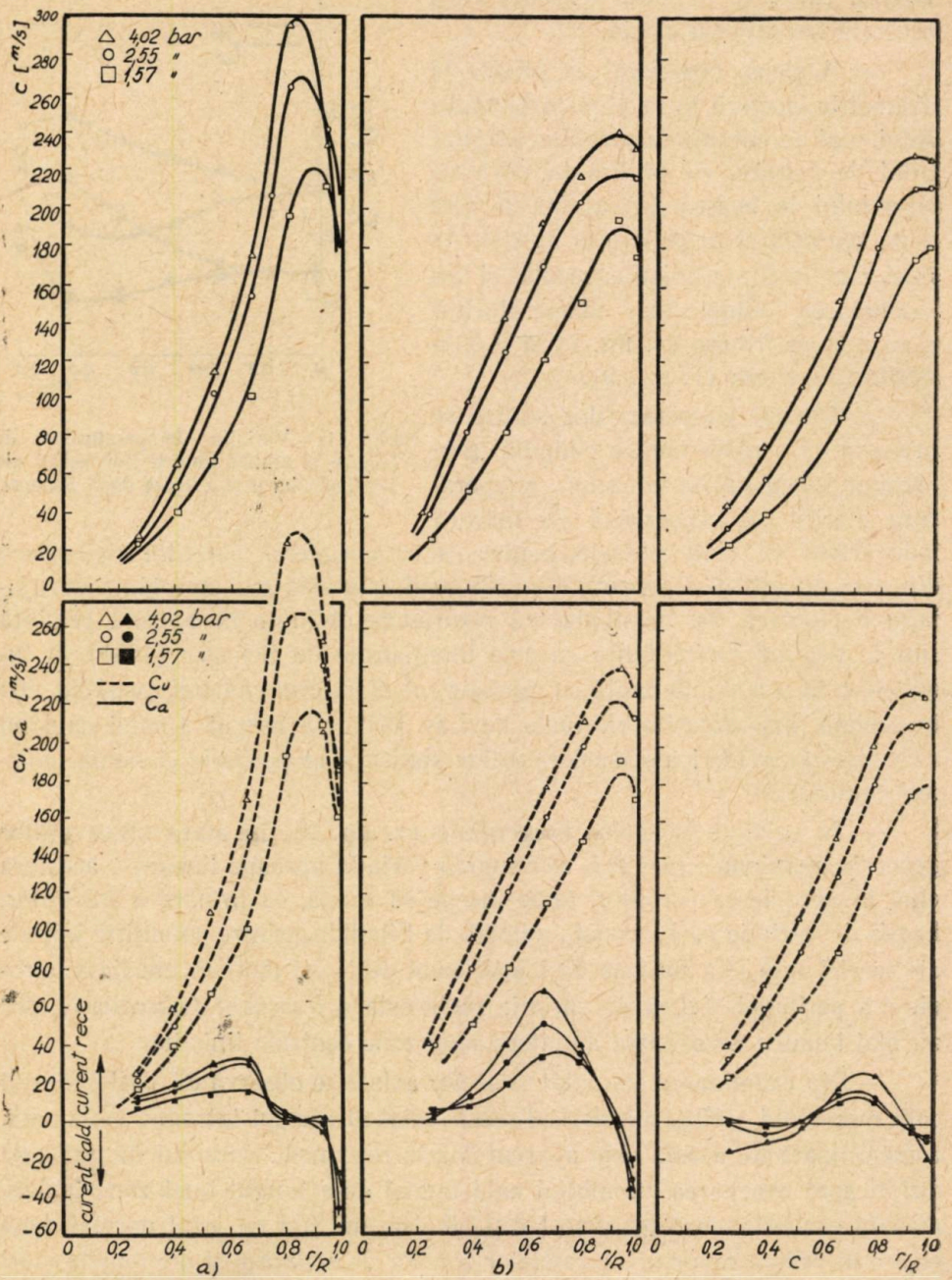


Fig. 9. Variația vitezelor totale (c), a vitezelor tangențiale (c_u) și a vitezelor axiale (c_a) în trei secțiuni ale camerei turbionatorului pentru diferite presiuni inițiale.

Disimetria mai pronunțată ce rezultă din compararea cîmpului vitezelor axiale corespunzătoare celor trei secțiuni considerate se explică prin caracterul spiral al curgerii; influența curgerii în spirală este mai puternică asupra vitezelor axiale.

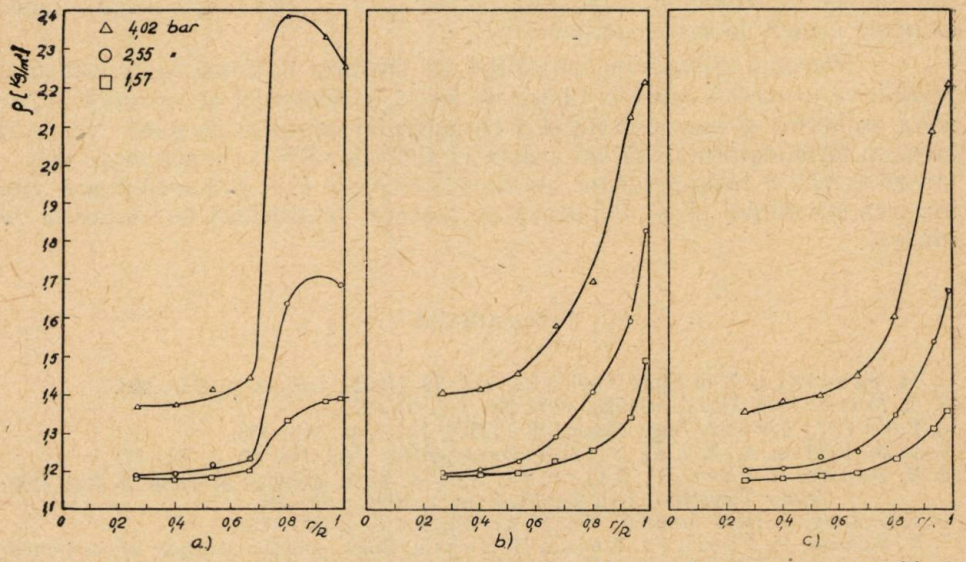


Fig. 10. Variația densităților în cele trei secțiuni considerate ale camerei pentru diferite presiuni inițiale.

5. CONCLUZII

Cercetarea performanțelor turbionatorului frigorific bidimensional și studiul cîmpurilor de presiuni, de viteze și de temperaturi obținute conduc la următoarele concluzii mai importante:

— Separarea energiei celor doi curenți — cald și rece — nu se produce complet în camera de dispunere a ajutajului tangențial de intrare, ci numai în parte. Efectul de răcire nu trebuie localizat deci nici exclusiv în camera turbionatorului, nici exclusiv în tubul cald, ci în ambele, simultan și în măsură aproape egală.

— Diferențele maxime de temperaturi realizate sînt mai reduse (aproximativ jumătate) decît cele obținute în cazul turbionatoarelor clasice, în contracurent, și corespund unor strangulări, de partea curentului rece, mai puțin pronunțate [$(R_0/R)_{optim}$ mai mare de ~1,6 ori], dar acelorași debite relative ale curentului rece (μ_{optim} este același). Influența presiunilor inițiale de lucru acționează în același sens.

— Strangulările de tip inelar înrăutățesc performanțele turbionatorului.

— În absența tubului cald, tabloul curgerii din camera turbionatorului nu prezintă o zonă centrală relativ liniștită, semnalată de unii cercetători;

o astfel de zonă ar putea să existe numai în cazul turbionatoarelor cu tub cald, ca urmare a curgerilor inverse dinspre tubul cald, cu viteze tangențiale atenuate prin frecare.

— Legea reală de variație a vitezelor tangențiale în camera turbionatorului este $c_u/r \cong \text{const.}$, $\omega \cong \text{const.}$ și nu $c_u \cdot r = \text{const.}$, cum se presupune în unele modele teoretice existente.

— Prezența ajutajului tangențial de intrare, devierea spre centru a jetului, ca urmare a muchiei oblice de ieșire, a diferenței de presiuni dintre zona periferică și cea centrală și a caracterului spiral al curgerii, fac ca în camera turbionatorului să nu existe o simetrie nici a presiunilor, nici a vitezelor, nici a temperaturilor. Această disimetrie este mai accentuată spre intrarea curentului și se atenuează pe măsura îndepărtării de secțiunea de intrare.

BIBLIOGRAFIE

1. M. Sibulkin, J. of Fluid Mechanics, Vol. 12 (1962), part. 2, p. 269—293.
2. A. Merculov, Holod. tehnika, 1958, Nr. 3, p. 31—37.
3. I. Erdélyi, Forsch. Ing. Wesen, 28 (1962), Nr. 6, p. 181—186.
4. L. A. Vulis, A. A. Kostrița, Teploenergetika, 1962, Nr. 10, p. 72—77.
5. V. Barbu, H. Theil, D. Negru, Fr. Neiss, Bulet. științific și tehnic al Inst. Politehnic Timișoara, Tom 9 (23), Fasc. 1, 1964, p. 45—56.
6. I. E. Lay, J. Heat Transfer, Vol. 81 (1959), Nr. 3, p. 202—222.
7. V. Barbu, H. Theil, Fr. Neiss, D. Negru, Bulet. științific și tehnic al Institutului Politehnic Timișoara, Tom 9 (23), Volum special, 1964, p. 95.
8. W. Wuest, A.T.M. 299, decembrie 1960, p. 245.
9. W. Wuest, A.T.M. 313, februarie 1962, p. 25.
10. N. F. Peșehonov, *Priborî dlia izmerenia davlenia, temperaturî i napravlenia potoka v kompressorah*; Oboronghiz Moskva, 1962.
11. H. Koch, A.T.M. 340, mai 1964.
12. V. P. Preobrajenski, *Măsurări și aparate de măsurat termotehnice* (traducere din limba rusă). Editura tehnică 1960.
13. D. W. Appel, Cavitation in Hydrodynamics. Proceed. Sympos. nation. phys. lab. London, 1956.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДВУХРАЗМЕРНОГО ОХЛАЖДАЮЩЕГО ЗАВИХРИТЕЛЯ

(РЕЗЮМЕ)

В работе излагаются результаты полученные при исследовании двухразмерного охлаждающего завихрителя новой конструкции (рис. 1).

Исследования имели целью: выяснение локализации эффекта охлаждения (происходит ли отделение энергии только в камере завихрения или-же только вдоль теплой трубы); установление картины вытекания из камеры завихрения, путем увеличения поля давлений; скоростей и температур в плоскости входного касательного сопла, проверка существования центральной, сравнительно спокойной зоны в случае двухразмерного завихрителя.

Характеристики полученные при испытании этого завипрителя (рис. 3), ниже характеристик трехразмерных завихрителей, что указывает на то что отделение энергии происходит и в камере завихрителя, но лишь частично. Максимальная эффектиность охлаждения соответствует соотношению стеснения $R_0/R \cong 0{,}8$ т.е. в $\sim 1{,}6$ раз больше встречаемой в случае завихрителей с теплой, но тому-же относительному дебиту холодного потока ($\mu_{optim} \cong 0{,}4$).

Стеснения кольцевой фармы не улучшают процесс отделения энергии в камере завихрителя (рис. 4).

Поля давлений, температур и скоростей (рис. 5, 7 и 9) замеренные при помощи градуированных цилиндрических зондов (в трех сечениях с интервалом в 90°), доказывают отсутствие существования центральной, сравнительно спокойной зоны и спирального симметричного течения. Вблизи входной насадки несимметричность увеличивается.

Закон изменения касательных скоростей в камере завихрителя имеет форму $c_u/r = \text{const.}(\omega = \text{const})$, а не $c_u \cdot r = \text{const}$, как предполагается в некоторых существующих теоретических моделях.

EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN EINES ZWEIDIMENSIONALEN WIRBELROHRES

(ZUSAMMENFASSUNG)

In der vorliegenden Arbeit werden die bei der Untersuchung eines zweidimensionalen Wirbelrohres eigener Bauart (Abb. 1) erzielten Ergebnisse dargelegt.

Es wurden folgende Probleme behandelt: die Lokalisierung des Kühleffektes (erfolgt die Energietrennung ausschliesslich in der Wirbelkammer, oder nur entlang des Rohres?); die Untersuchung des Strömungsvorganges durch Bestimmung des Druck-, Geschwindigkeits- und Temperaturfeldes in der Ebene der Eintrittsdüse; das Vorhandensein einer relativ ruhigen Zentrumszone im Falle eines zweidimensionalen Wirbelrohres.

Da die Leistung des untersuchten Wirbelrohres kleiner als diejenige der dreidimensionalen Wirbelrohre ist, folgt, dass die Energietrennung wohl in der Wirbelkammer beginnt ohne aber vollständig zu sein. Der grösste gemessene Kühleffekt entspricht einem Drosselungsverhältnis $R_0/R = 0{,}8$, welches 1,6mal grösser ist als dasjenige der üblichen Wirbelrohre, aber demselben relativen Mengendurchsatz des kalten Stromes ($\mu_{optim} = 0{,}4$). Ringförmige Drosselung verbessert den Energietrennungsvorgang in der Wirbelkammer nicht (Abb. 4).

Die mit Hilfe von geeichten zylindrischen Sonden, in drei um 90° gedrehten Ebenen, bestimmten Druck-, Temperatur- und Geschwindigkeitsfelder (Abb. 5. 7 und 9) beweisen das Nichtvorhandensein einer relativ ruhigen Zentrumszone, sowie den spiralförmigen und asymetrischen Charakter der Strömung. In Nähe der Eintrittsdüse verstärkt sich die Asymetrie.

Der Verlauf der Tangentialgeschwindigkeiten in der Wirbelkammer entspricht dem Ausdruck $c_u/r = \text{konst}$ ($\omega = \text{konst}$) und nicht $c_u r = \text{konst}$ wie es in einigen theoretischen Modellen angenommen wird.

CONTRIBUȚII LA STUDIUL POSIBILITĂȚILOR DE UTILIZARE A COMBUSTIBILILOR GREI AUTOHTONI ÎN MOTOARELE DIESEL

DE

M. BĂNĂRESCU, T. RAICA, A. FERENCZ

1. INTRODUCERE

Prin folosirea combustibililor grei în motoarele cu aprindere prin compresiune se realizează economii importante și se reduc cererile de motorină, însă utilizarea lor este dificilă datorită proprietăților fizico-chimice specifice care influențează negativ desfășurarea arderii, reduc performanțele motoarelor și durabilitatea lor [3], [4].

În lucrare se prezintă rezultatele încercărilor efectuate cu un motor Diesel D-50, cu 2 cilindri, în patru timpi, cu antecameră, pentru funcționarea cu motorină și apoi cu combustibil pentru calorifer, tip A, care conform STAS 54-49 are următoarele caracteristici: densitatea la 15 °C, max. (0,850—0,910) g/cm³; inflamabilitatea M. P. min. 60 °C; vîscozitatea 3,2 °E/20 °C și (1,5 ... 1,9) °E/50 °C; temperatura de congelare, max. —15 °C; aciditatea minerală și alcalinitatea — lipsă; apa 0,5% ; cenușe, max. 0,1% ; asfalt tare, max. 0,4% ; sediment, max. 0,25%.

Combustibilul pentru calorifer este un produs realizat prin diluarea rezidurilor de distilare a țițeiului (păcura) cu distilate de țiței. Amestecul este obținut la rafinării în proporții fixate, astfel că produsul se livrează cu proprietăți fizico-chimice dinainte stabilite.

În vederea utilizării în motor a combustibilului pentru calorifer acesta a fost curățit în prealabil în centrifuga tip FC-100, seria 1, nr. 182/1960, fabricată în R.P.U., instalată în laboratorul de material rulant I.P.T. Centrifuga lucrează la o turație a tobei de 16 000 rot/min, cu un debit de 1 000 l/h.

Înainte de centrifugă combustibilul pentru calorifer a fost încălzit la o temperatură de 70 °C și apoi centrifugat de trei ori. Sedimentele de pe toba centrifugii după curățirea II-a și a III-a în cantități neglijabile, au arătat că este suficientă o singură curățire. S-a notat cu (P_I), (P_{II}), (P_{III}) combustibilul trecut o dată, de două, respectiv de trei ori prin centrifugă.

Pentru a reduce vîscozitatea combustibilului pentru calorifer, acesta a fost preîncălzit înainte de a-l introduce în motor [2]. Temperatura de preîncălzire s-a stabilit din condiția ca să se realizeze și în cazul combustibilului pentru calorifer aceeași vîscozitate ca și în cazul motorinei. Pentru aceasta s-au determinat vîscozitățile, cu un reovîscozimetru Höppler, pentru

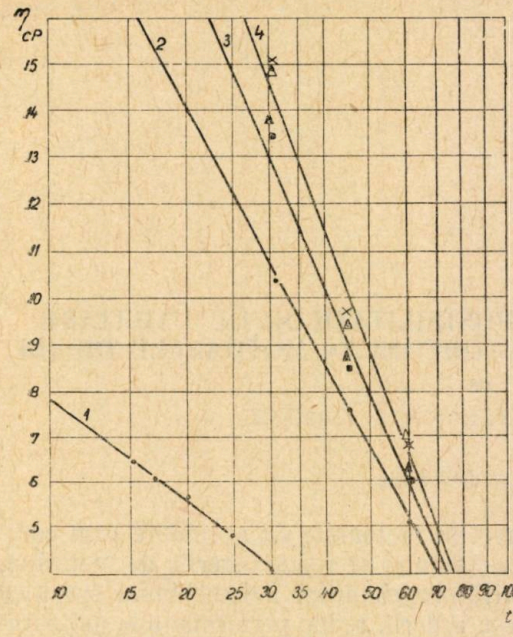


Fig. 1. Variația vîscozității pentru diferite temraturi de preîncălzire:

Legendă: *1.* • — Motorină (M); *2.* • — Amestec (70% P_I+30% M); *3.* ■ — Amestec (90% P_I+10% M) și ▲ — amestec (90% P_{III}+10% M); *4.* • — (P_I); × — (P_{II}) și △ — (P_{III}).

diferite temperaturi. Rezultatele s-au reprezentat în figura 1 și anume: linia *1* pentru motorina folosită; linia *2*, pentru un amestec de 70% (volum) combustibil (P_I) cu 30% motorină, notat cu (70% P_I+30% M); linia *3* pentru amestec (90% P_I+10% M), respectiv amestec (90% P_{III}+ +10% M) și linia *4* pentru combustibil pentru calorifer (P_I), (P_{II}), respectiv (P_{III}). Rezultă în primul rînd vîscozități egale pentru combustibilii (P_I), (P_{II}) și (P_{III}), astfel că în continuare s-a luat în considerare combustibilul pentru calorifer (P_I). Mărirea proporției de motorină introdusă în combustibilul de calorifer de la 10% la 30% nu a modificat prea mult temperatura de preîncălzire, astfel că s-a luat în considerare amestecul (90% P_I+ +10% M). Pe baza fig. 1 temperatura lui de preîncălzire înainte de introducerea în motor s-a luat $t_c = (50—60)°C$.

În continuare s-au făcut încercări pe motorul D-50 la funcționarea cu motorină și cu combustibil pentru calorifer în diferite variante.

2. DESCRIEREA INSTALAȚIEI ȘI APARATURII FOLOSITE

Încercările au fost efectuate pe un motor Diesel cu antecameră D-50, avînd puterea de 50 CP la turația de 1 200 rot/min, cuplat cu o frînă hidraulică F.H.2.

Masa de comandă cuprinde aparatura necesară pentru a măsura: temperatura apei la intrarea și ieșirea din motor, presiunea și temperatura uleiului, presiunea combustibilului de alimentare a pompei de injecție și temperatura gazelor pe conducta de evacuare.

Pentru alimentarea cu combustibil a motorului s-a folosit în cazul motorinei instalația originală constînd din: rezervor de alimentare, filtru dublu cu pîslă, pompă de circulație, pompă de injecție etc., iar în cazul funcționării cu combustibil pentru calorifer acesta a fost preîncălzit electric într-o baie pentru studiul oxidării uleiurilor de tipul Chirana, după care a fost condus la filtrul dublu cu pîslă. Temperatura de preîncălzire a combustibilului s-a măsurat cu un termometru instalat înainte de filtru.

Pentru ridicarea diagramelor indicate presiune-timp s-a folosit instalația piezoelectrică Zeiss Ikon prevăzută cu aparat pentru filmarea diagramelor.

Pentru indicarea punctului mort al pistonului s-a folosit un disc cu contact montat pe arborele cotit al motorului.

Traductorul de presiune răcit cu apă s-a montat la cilindrul nr. 2, în locul bujiei incandescente folosită pentru pornire.

3. METODA DE CERCETARE

Pornirea motorului s-a făcut cu aer comprimat și cu ajutorul bujiei incandescente montată în antecamera de la cilindrul nr. 1.

Pornirea s-a făcut alimentînd motorul cu motorină și apoi s-a trecut la funcționarea cu combustibil pentru calorifer. Înainte de oprirea motorului s-a trecut iarăși la funcționarea cu motorină.

Pentru a urmări comportarea motorului la diferite regimuri de funcționare și pentru diferiți combustibili s-au ridicat curbele caracteristice de sarcină pentru turațiile de 1 200, 1 050 și 900 rot/min.

Diagramarea motorului s-a făcut prin filmarea variației presiunii din antecameră, pentru diferiți combustibili și regimuri de lucru.

S-au mai făcut probe pentru pornirea motorului cu motorină, cu amestec (90% P_I + 10% M) cu temperatura $t_c = 50$ °C și apoi cu $t_c = 20$ °C și cu combustibil de calorifer (P_I) la $t_c = 20$ °C. Motorul a putut fi pornit în toate cazurile amintite, ceea ce se poate pune și pe seama bujiei incandescente montată în antecamera cilindrului nr. 1.

4. PRELUCRAREA DATELOR EXPERIMENTALE

La ridicarea caracteristicilor de sarcină și a diagramelor indicate s-au făcut citiri pentru următoarele mărimi :

— Puterea efectivă :
- F — forța de frînare, kgf,
- n — turația motorului, rot/min.

— condiții ambiante :
- B — presiunea barometrică, mm Hg,
- t — temperatura aerului, °C.

— condiții de funcționare :
- t_i, t_e — temperatura apei de răcire la intrarea și la ieșirea din motor, °C,
- p_u, t_u — presiunea și temperatura uleiului, kgf/cm², respectiv °C,
- t_g — temperatura gazelor în conducta de evacuare °C,
- p_c — presiunea combustibilului de alimentare a pompei de injecție, kgf/cm².

Puterea efectivă s-a calculat cu formula :

$$P_e = K \cdot F \cdot n \text{ (CP)}$$

$K = 1{,}4 \cdot 10^{-3}$ reprezentînd constanta frînei.

Această putere s-a redus la condițiile normale de presiune și temperatură cu formula

$$P_{eo} = P_e \frac{760}{B} \sqrt{\frac{273+t}{293}} \text{ (CP)}.$$

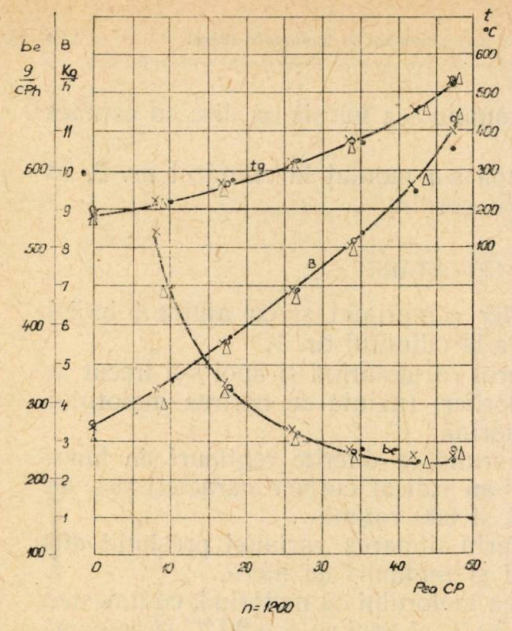


Fig. 2. Variația consumului de combustibil și temperaturii gazelor cu încărcarea motorului:
Legendă: • — Motorină (M); × — Amestec (90% P_I+10% M), la t_c=50 °C; ○ — Amestec (90% P_I+10% M), la t_c=20 °C; △ — (P_I), la t_c=20 °C.

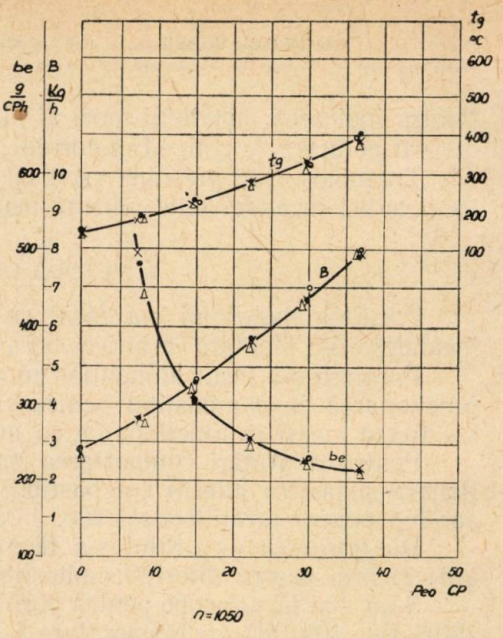


Fig. 3. Variația consumului de combustibil și temperaturii gazelor cu încărcarea motorului:
Legendă: • — Motorină (M); × — Amestec (90% P_I+10% M), la t_c=50 °C; ○ — Amestec (90% P_I+10% M), la t_c=20 °C; △ — (P_I), la t_c=20 °C.

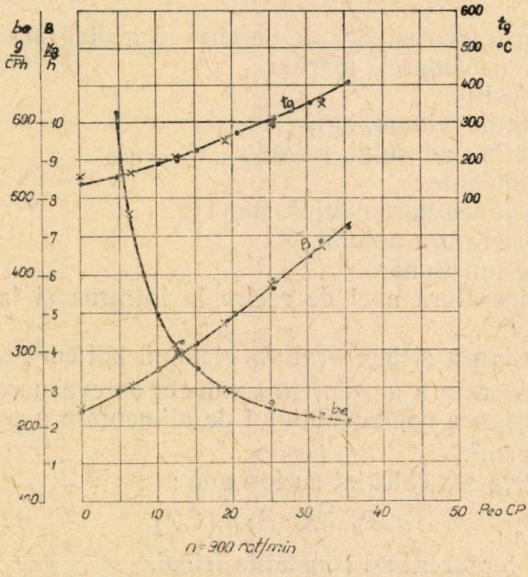


Fig. 4. Variația consumului de combustibil și temperaturii gazelor cu încărcarea motorului:
Legendă: • — Motorină (M); × — Amestec (90% P_I+10% M), la t_c=50 °C; ○ — Amestec (90% P_I+10% M), la t_c=20 °C.

— Consumul de combustibil s-a determinat prin cîntărire.

In fig. 2, fig. 3 și fig. 4 s-au reprezentat curbele caracteristice de sarcină, respectiv variația consumului orar de combustibil B(kg/h), a consumului specific de combustibil b_e(g/CPh) și a temperaturii gazelor de eșapament t_g(°C) în funcție de puterea efectivă a motorului P_{eo}(CP) și anume în:

— fig. 2 pentru turația constantă $n=1\,200$ rot/min, la funcționarea cu motorină (M), cu amestec (90% P_I + 10% M) cu $t_c=20$ °C, respectiv cu combustibil pentru calorifer (P_I) la $t_c=20$ °C,

— fig. 3 pentru $n=1\,050$ rot/min la funcționarea cu motorină (M), cu amestec (90% P_I + 10% M) la $t_c=50$ °C, cu amestec (90% P_I + 10% M) la $t_c=20$ °C, respectiv cu combustibil pentru calorifer (P_I) la $t_c=20$ °C,

— fig. 4 pentru $n=900$ rot/min la funcționarea cu motorină (M), cu amestec (90% P_I + 10% M) la $t_c=50$ °C și cu amestec (90% P_I + 10% M) la $t_c=20$ °C.

Diagramele presiune-timp (p—τ) s-au ridicat pentru antecamera cilindrului nr. 2. Pentru fiecare regim de lucru s-au filmat mai multe cicluri, dintre care se prezintă următoarele diagrame:

— fig. 5. pentru motorină (M), la $P_{eo}=42{,}5$ CP și $n=1\,200$ rot min,

— fig. 6. pentru motorină (M), la $P_{eo}=31{,}6$ CP și $n=900$ rot/min,

— fig. 7. pentru amestec (90% P_I + 10% M) cu $t_c=54$ °C, la $P_{eo}=42{,}4$ CP și $n=1\,200$ rot/min,

— fig. 8. pentru amestec (90% P_I + 10% M) cu $t_c=56$ °C, la $P_{eo}=31{,}6$ CP și $n=900$ rot/min,

— fig. 9. pentru amestec (90% P_I + 10% M), cu $t_c=13$ °C, la $P_{eo}=42$ CP și $n=1\,200$ rot/min,

— fig. 10. pentru amestec (90% P_I + 10% M) cu $t_c=11$ °C, la $P_{eo}=31{,}6$ CP și $n=900$ rot/min,

— fig. 11. pentru combustibil pentru calorifer (P_I) cu $t_c=9$ °C, la $P_{eo}=31{,}6$ CP și $n=900$ rot/min.

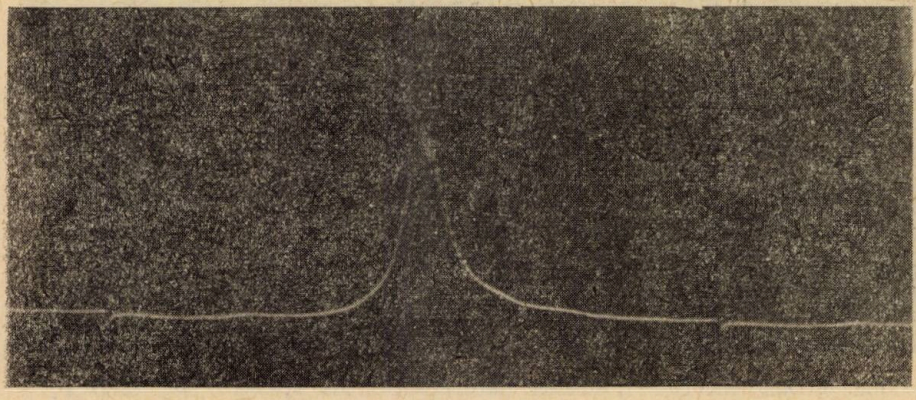


Fig. 5. Diagrama (p—τ), motorină, $P_{eo}=42{,}5$ CP, $n=1\,200$ rot/min.

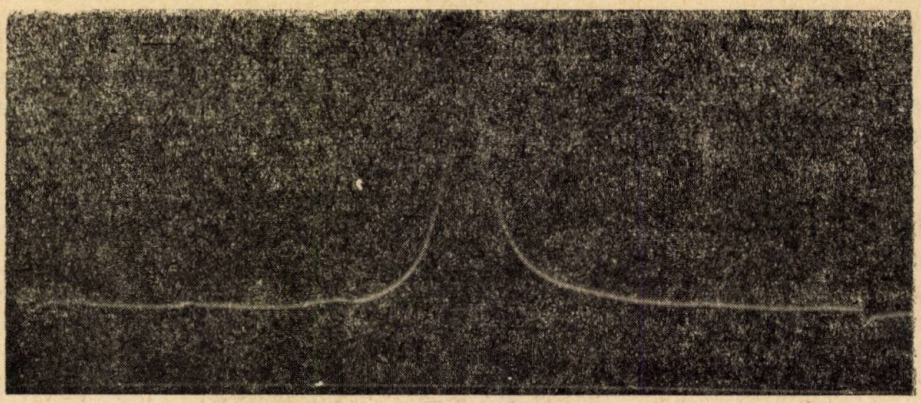


Fig. 6. Diagrama (p—τ), motorină, P_{eo}=31,6 CP, n=900 rot/min.

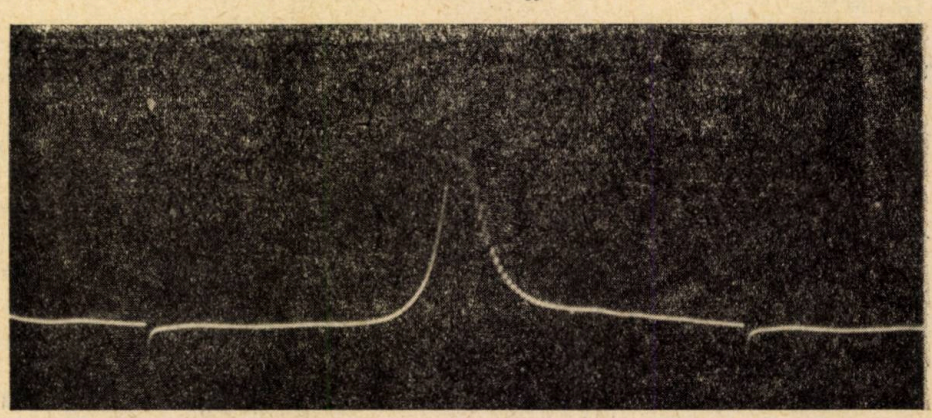


Fig. 7. Diagrama (p—τ), amestec (90% P_1+10% M), t_c=54 °C, P_{eo}=42,4 CP, n=1 200 rot/min.

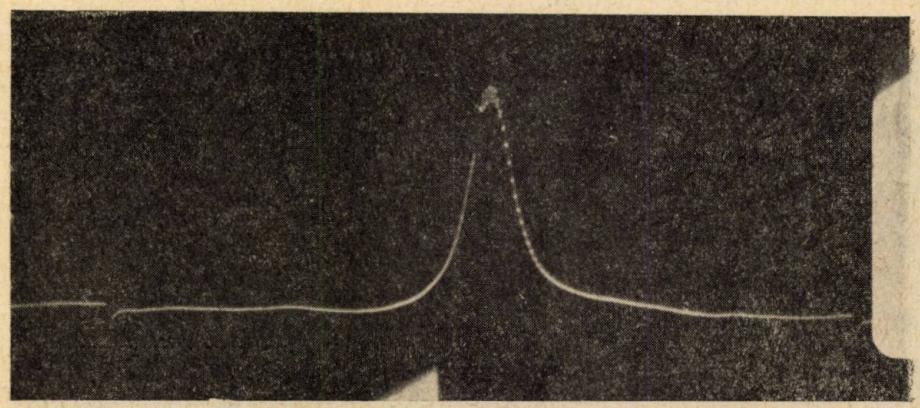


Fig. 8. Diagrama (p—τ), amestec (90% P_1+10% M), t_c=56 °C, P_{eo}=31,6 CP, n=900 rot/min.

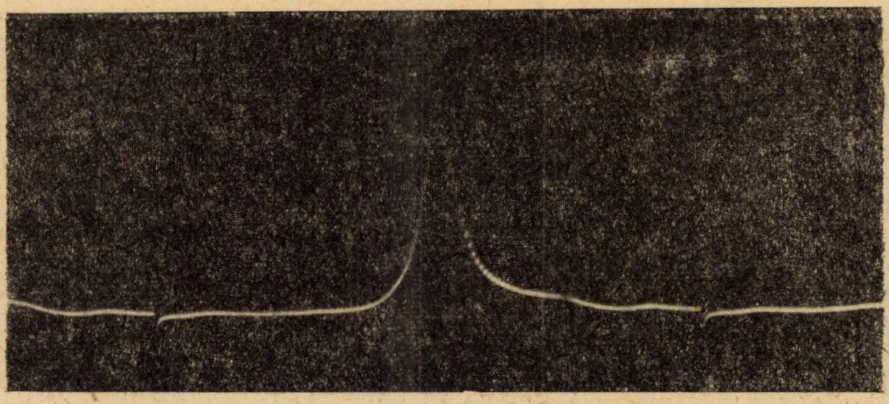


Fig. 9. Diagrama (p—τ), amestec (90% P_1+10% M), t_c=13 °C, P_{eo}=42 CP, n=1 200 rot/min.

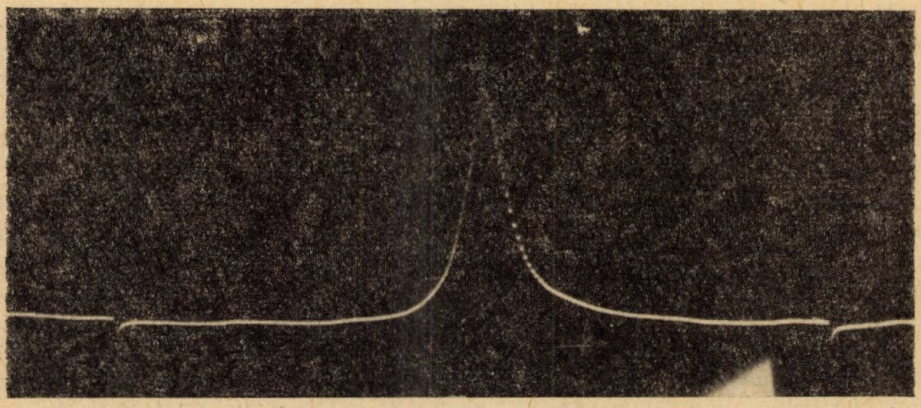


Fig. 10. Diagrama (p—τ), amestec (90% P_1+10% M), t_c=11 °C, P_{eo}=31,6 CP, n=900 rot/min.

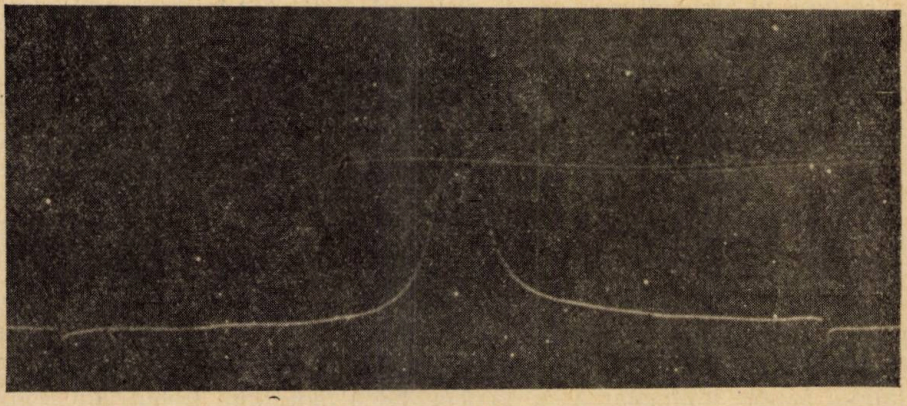


Fig. 11. Diagrama (p—τ), combustibil (P_1), t_c=9 °C, P_{eo}=31,6 CP, n=900 rot/min

Scara presiunilor (1 mm—2,1 kgf/cm²) s-a obținut prin etalonarea traductorului de presiune, cu aer comprimat. Prelucrarea diagramelor s-a făcut prin măsurători făcute la un microscop pentru scule.

Pe diagrame la partea superioară apar impulsuri de timp de $\frac{1}{50}$ (s).

5. INTERPRETAREA REZULTATELOR EXPERIMENTALE

Din examinarea fig. 2, 3 și 4 rezultă o comportare aproape identică a motorului la funcționarea cu motorină, cu amestec (90% P_I+10% M) la temperatura t_c=50 °C sau 20 °C, respectiv cu combustibil pentru calorifer (P_I) la t_c=20 °C, din punct de vedere al consumului de combustibil și a temperaturii gazelor de eșapament. Consumul specific de combustibil mai mare cu 4—5% în cazul combustibilului pentru calorifer se datorește faptului că nu s-a făcut reducerea la puterea calorifică a motorinei de 10 200 kcal/kg, față de 9 700 kcal/kg în cazul combustibilului pentru calorifer.

Rezultatele favorabile se pot atribui în mare măsură faptului că motorul D-50 fiind cu antecameră poate utiliza o gamă largă de combustibili, căci datorită căldurii primite de combustibil și aer de la gazele arse și de la pereții insuficient răciți ai antecamerei și bunei pulverizări produse de mișcările turbionare din aceasta chiar și combustibilul mai greu inflamabil se autoaprinde ușor [1].

Cu toate acestea în cazul funcționării cu combustibil pentru calorifer s-a observat un mers mai neregulat astfel încît se propune amestecarea lui cu motorină (10%) și preîncălzirea înainte de introducerea în motor, la t_c=50 °C [2].

Din fig. 5, 7, 9, care corespund pentru funcționarea motorului în sarcină, la 1 200 rot/min, cu diferiți combustibili, rezultă în antecameră presiuni de (34—36) kgf/cm² în PMI de la sfîrșitul compresiunii și presiuni maxime de ardere de (69—71) kgf/cm² obținute la 5—8° RAM, după PMI.

Din fig. 6, 8, 10, 11, care se referă la funcționarea motorului în sarcină, la 900 rot/min, rezultă presiuni de (40—42) kgf/cm² în PMI de la sfîrșitul compresiunii și presiuni maxime de ardere de (63—65) kgf/cm² obținute la 12—13° RAM, după PMI.

Oscilațiile de presiune din antecameră, înregistrate pe diagramele indicate în timpul arderii și destinderii se datoresc desfășurării procesului de ardere.

6. CONCLUZII

Pe baza cercetărilor efectuate se pot trage următoarele concluzii:

— Pentru utilizarea combustibilului pentru calorifer în motorul D-50 este necesară curățirea lui și apoi preîncălzirea lui la t_c=50 °C înainte de introducerea în motor, în vederea reducerii vîscozității. În acest scop în instalația pentru alimentarea cu combustibil a motorului trebuie intercalat un preîncălzitor.

— Consumul de combustibil și temperatura gazelor nu diferă în cazul folosirii combustibilului pentru calorifer, amestecat cu 10% motorină, față de valorile obținute în cazul funcționării cu motorină.

— Rezultatele favorabile obținute se pot atribui în bună parte faptului că motorul D-50 este un motor cu antecameră și sînt valabile numai pentru acest motor. Pentru alte motoare, chiar cu antecameră, este nevoie de repetarea încercărilor.

— Încercările de durată urmează să confirme, sau nu, posibilitatea de a utiliza combustibilul pentru calorifer în motorul cu antecameră D-50.

BIBLIOGRAFIE

1. M. Bănărescu, *Motoare cu ardere internă*, Vol. I, Ed. Tehnică București, 1957, (p. 406—419).
2. H. Waas, H. Achard, Schwerölversuche mit einem raschlaufenden Maybach-Dieselmotor, MTZ, H. 11, 1960 (p. 439—449).
3. I. Zăgănescu, C. Popescu, Aspectul energetic și funcțional în utilizarea diferitelor sorturi de combustibil la motoarele Diesel de locomotivă, Buletin I.P.T., Tom. 10 (24), Fasc. 1, 1965 (p. 203—214).
4. C. Aramă, ș.a., *Combustibili și lubrifianți pentru motoare*, Editura Tehnică, București 1962 (p. 244—257).

К ИЗУЧЕНИЮ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЯЖЕЛЫХ ТОПЛИВ В ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

(РЕЗЮМЕ)

В работе излагаются результаты изучения и испытания работы двигателя Д-50 с предкамерой, мощностью в 50 Л.С. и 1200 об./мин., на дизельном топливе, а после этого на топливе для центрального отопления тип А, STAS 54-49.

Для использования в двигателе, топливо для центрального отопления было нагрето до 70°С и затем очищено в центрифуге при 16.000 об./мин. На рис. 2, 3 и 4 показаны характерные кривые нагрузки для 1200, 1050 и 900 об./мин., а на рис. 5—11 диаграммы давление-время в предкамере, построенные для различных условий работы.

Полученные результаты привели к выводу что для двигателя Д-50 можно использовать топливо для центрального отопления в смеси с (10% объема) дизельным топливом.

Продолжительные испытания покажут возможность использования этого топлива для дизельных двигателей с предкамерой (Д-50).

BEITRÄGE ZUM STUDIUM DER VERWENDUNGSMÖGLICHKEITEN VON INLÄNDISCHEN SCHWERÖLEN IN DIESELMOTOREN

(ZUSAMMENFASSUNG)

In der vorliegenden Arbeit werden die Ergebnisse, der an einem Motor mit Vorkammer der Type D-50, von 50 PS und 1 200 U/min, durchgeführten Untersuchungen, welche für den Betrieb mit Gasöl und später mit Heizöl Typ A, STAS 54-49, unternommen wurden, dargelegt.

Im Hinblick auf seine Verwendung im Motor wurde das Heizöl auf 70 °C vorgewärmt und dann in einer Zentrifuge bei 16 000 U/min gereinigt. In Abb. 2, 3 und 4 sind die Verbrauchskurven für Drehzahlen von 1 200, 1 050 und 900 U/min wiedergegeben; Abb. 5—11 zeigen die Druck-Zeit-Diagramme in der Vorkammer welche für verschiedene Betriebsbedingungen aufgenommen wurden.

Die erhaltenen Ergebnisse ermöglichen die Schlussfolgerung, dass im Motor der Type D-50 Heizöl mit 10% (Volumenanteil) Gasöl verwendet werden kann.

Die nun folgenden Dauerprüfungen werden zeigen ob dieser Brennstoff im Dieselmotor mit Vorkammer (D-50) Verwendung finden kann, oder nicht.

CONTRIBUȚII LA PROBLEMA FOLOSIRII COMBUSTIBILILOR UȘORI PENTRU MOTOARE CU APRINDERE PRIN COMPRESIUNE RAPIDE

DE

V. BERINDEAN, N. CARAMAVRU

INTRODUCERE

În ultimele două decenii problema folosirii combustibililor ușori pentru M.A.C. a devenit actuală ținînd seama de creșterea numărului de M.A.C. rapide și a disponibilităților de combustibili ușori, ca urmare a înlocuirii motoarelor cu ardere internă cu piston de avion cu motoare cu reacție.

Construirea unor M.A.C. care să poată funcționa și cu combustibili ușori este legată de unele dificultăți constructive, care vor putea fi rezolvate într-un viitor apropiat de industria noastră de tractoare.

Pînă la construirea M.A.C. pentru o gamă largă de combustibili este posibilă transformarea motoarelor fabricate în prezent pentru a fi folosite pentru amestecuri de combustibili ușori și motorină. În acest mod o parte importantă din cantitatea de motorină folosită pentru motoarele de tractoare rămîne disponibilă pentru export și pentru alte utilizări, mai ales dacă se ia în considerare creșterea consumului de motorină pentru tracțiunea feroviară.

În cadrul lucrării de față se studiază folosirea amestecurilor de motorină și benzină cu cifra octanică CO R 75 pentru un motor D-36.

1. METODICA ȘI REZULTATELE EXPERIMENTALE

1.1. Descrierea instalației și a aparaturii folosite

Încercările au fost efectuate cu o instalație de încercare compusă din :

1. Motor D-36.
2. Frînă hidraulică, prevăzută cu oscilator mecanic.
3. Masa de comandă cu aparatura necesară pentru a măsura : temperatura și presiunea uleiului, temperatura la intrare și de la ieșire a apei de răcire precum și presiunea combustibilului la pompa de alimentare.
4. Instalația de alimentare dată în figura 1 și schema din figura 2.

În figura 2 este prezentată schema sistemului de alimentare cu amestec de combustibil format din motorină și benzină a motorului cu aprindere prin compresiune D-36.

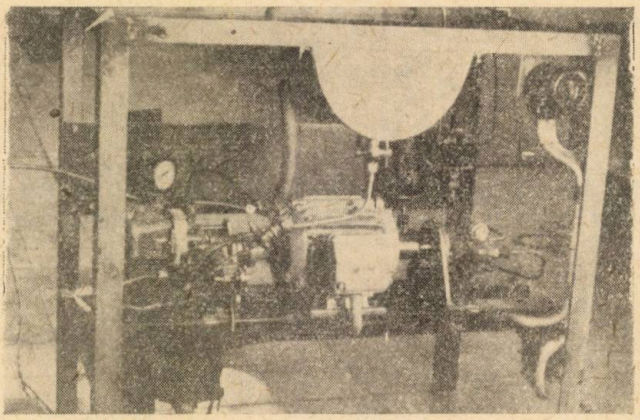


Fig. 1. Vedere de ansamblu a instalației.

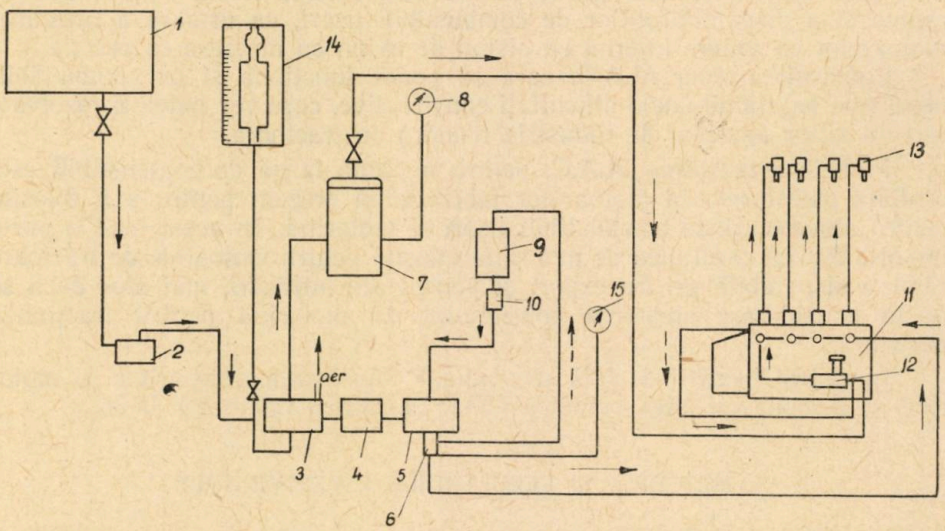


Fig. 2. Schema instalației de alimentare cu amestec de combustibil (motorină-benzină) : *1* — rezervor de combustibil; *2* — filtru grosier de combustibil; *3* — pompă de alimentare; *4* — motor electric; *5* — pompă de ulei; *6* — supapa de suprapresiune; *7* — filtru fin de combustibil; *8* — manometru de combustibil; *9* — rezervor de ulei; *10* — filtru de ulei; *11* — pompa de injecție; *12* — pompă de alimentare; *13* — injectoarele; *14* — dispozitiv de măsurare a combustibilului; *15* — manometru de ulei.

Față de sistemul de alimentare original, au fost necesare o serie de modificări. Astfel în circuit s-a mai introdus o pompă de alimentare prevăzută cu un dispozitiv de desaerisire automat tip Jumo. Această pompă are rolul de-a crește presiunea în circuit pînă la 2,6 kgf/cm^2, împiedicînd în felul acesta formarea vaporilor de benzină în circuit.

Antrenarea pompei de alimentare *3* se face de către motorul electric *4*, care concomitent acționează și pompa de ulei *5*. În serie cu pompele de alimentare *3* și *12* sînt introduse și filtrele de curățire grosieră și fină din corpul *7*.

S-au executat modificări și ale pompei de injecție care au constat din :

— executarea unui canal de curgere în capul pompei care să permită trecerea uleiului la elementii de pompă ;

— îmbucșarea și executarea unor orificii în cilindrii elementelor de pompă pentru a permite uleiului să ajungă în jocul dintre pistonul plonjor și cilindru ;

— s-a înlocuit arcul original din capul pompei de injecție cu alt arc tarat la o presiune de 2,6 kgf/cm². Uleiul necesar ungerii elementilor de pompă. este aspirat din rezervorul *9* de către pompa *5* și refulat către pompa de injecție prin conducta de legătură. În circuitul uleiului se mai află filtrul *10* și supapa de suprapresiune *15* ;

— executarea unui dispozitiv de avans la injecție care să permită variația lui în timpul funcționării motorului.

În paralel la circuit este racordat dispozitivul de măsurare al consumului de combustibil *14*.

Pompa de injecție a fost reglată pentru un debit al elementilor de pompă în medie de 49 cm³/min cu un grad de uniformitate de numai =2%.

Funcționarea sistemului de alimentare modificat în aceste condiții este satisfăcătoare.

5. Instalația piezoelectrică pentru cercetarea proceselor de ardere, dată în schema din figura 3.

6. Momentoscop pentru determinarea momentului începutului injecției.

7. Dispozitiv pentru varierea momentului injecției.

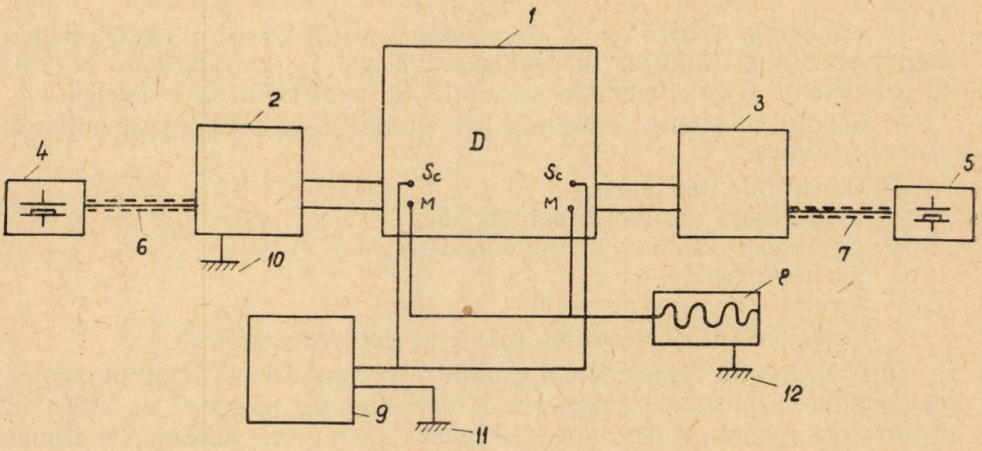


Fig. 3. Schema instalației piezoelectrice :

1 — duoscop; *2* și *3* — amplificator de tensiune continuă; *4* — traductor piezoelectric pentru cilindrul *1*; *5* — idem pentru cilindrul *3*; *6* și *7* — cablu de înaltă frecvență pentru traductorul piezoelectric; *8* — primarul bobinei primarului momentoscopului; *9* — generator de impulsuri pentru intervale de timp; *10* — pămînt amplificator de tensiune continuă; *11* — pămînt generator de impulsuri; *12* — pămînt bobină de inducție.

1.2. Metoda de cercetare

— Prima etapă a cercetărilor a cuprins studierea comportării motorului pentru diferite proporții volumetrice de amestecuri de benzină și motorină.

Încercările au fost efectuate la început cu benzină curată, rezultatele au fost nesatisfăcătoare, s-a constatat o scădere a puterii motorului cu peste 30%, creșterea consumului de combustibil cu 50%, iar demarajul motorului era foarte dificil.

În continuare proporția de motorină în benzină a fost mărită treptat cu cîte 10% ajungîndu-se la o funcționare satisfăcătoare pentru proporția de 50% motorină în amestec. Pentru această proporție a fost trasată caracteristica externă a motorului. Pornirea motorului a fost realizată în bune condițiuni prin creșterea avansului la injecție de la 7° la 10° înainte de P.M.I.

— In a doua etapă s-a studiat procesul de ardere comparativ pentru funcționarea cu amestec de 50% motorină și benzină și pentru motorină neamestecată.

Înregistrarea diagramelor indicate a fost făcută prin fotografierea ecranului duoscopului pentru cilindrii *1* și *3*. Traductoarele piezoelectrice au fost montate la cei doi cilindri cu ajutorul unor înșurubări speciale, montate în camera de turbionare în apropierea injectorului.

Diagramele au fost înregistrate pentru fiecare cilindru individual și simultan pentru cei doi cilindri. Pentru baza de timp respectiv pentru deplasarea după axa X a fost folosit dispozitivul de sincronizare a aparatului. Pe diagrame au fost marcate intervale de timp 10^{-3} s precum și momentul începerii injecției pentru cilindrul 1.

1.3. Prelucrarea datelor experimentale

Determinarea puterii și a consumului specific pentru caracteristica externă precum și ridicarea diagramelor indicate au fost efectuate în condițiile ambiante și de funcționare date prin citirea următoarelor mărimi.

— Condiții ambiante : presiunea barometrică, temperatura și umiditatea relativă a aerului.

— Condiții de funcționare :

— temperatura uleiului în baia de ulei,

— presiunea uleiului și a combustibilului,

— puterea efectivă,

— turația.

— Consumul de combustibil (după metoda volumetrică).

Din comparația caracteristicii externe a motorului D-36 figura 4, pentru funcționarea cu amestec de benzină și motorină (în proporție de 50%) și funcționarea numai cu motorină se observă că puterea maximă în primul caz se obține la $n = 1\,300$ rot/min și este cu 5 CP mai mare decît puterea maximă la funcționarea cu motorină. Consumul specific efectiv de combustibil este de 222 g/CPh, ceea ce din punct de vedere practic este egal cu consumul corespunzător puterii maxime la funcționarea pe motorină.

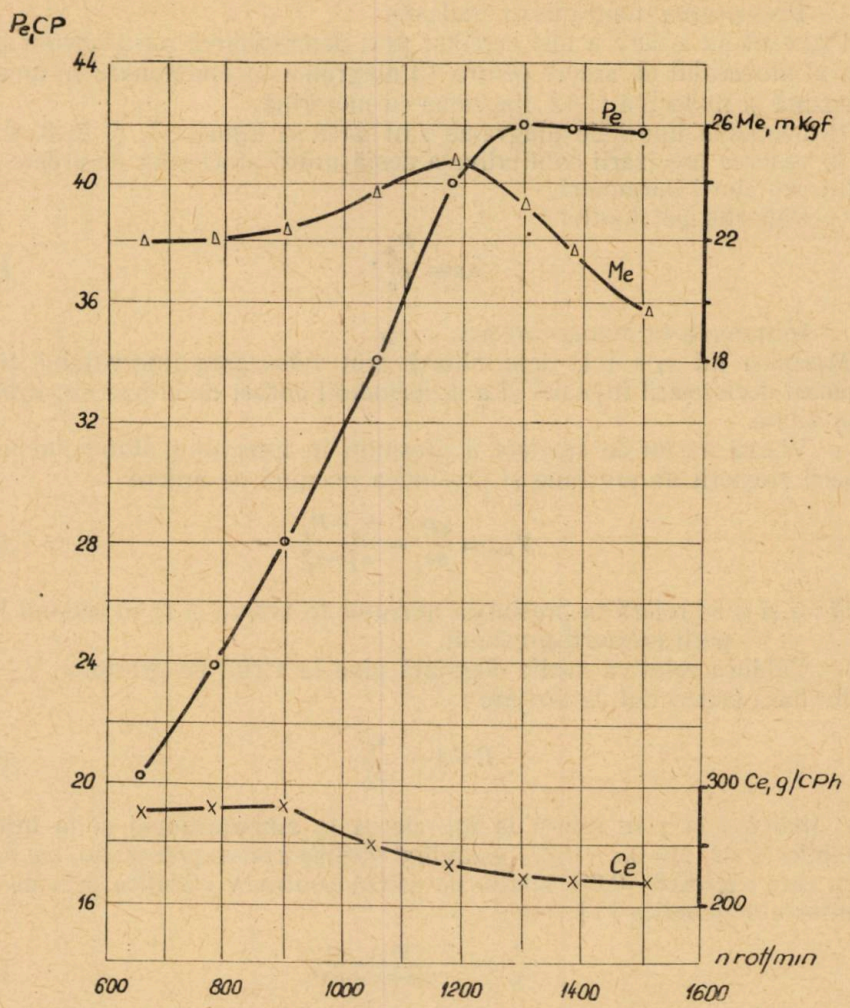


Fig. 4. Caracteristica de viteză a motorului D-36, la funcționarea cu amestec de combustibil (50% motorină+50% benzină).

Momentul motor efectiv maxim la funcționarea cu amestec se obține la $n=1\,175$ rot/min adică aproximativ la aceeași turație ca la funcționarea pe motorină. Alura variației lui M_e este lentă ca și în cazul funcționării pe motorină, fapt care se explică prin menținerea în bune condițiuni a etanșeității elementilor de injecție prin introducerea ungerii elementilor.

Consumul specific de combustibil minim $b_e=218$ g/CPh se obține la $n=1\,505$ rot/min cînd puterea este foarte apropiată de puterea maximă, de unde rezultă o variație foarte mică a consumului de combustibil la puteri și turații mari. O comportare similară avem și în domeniul puterilor și turațiilor mici ($n=650$—900 rot/min).

— Prelucrarea diagramelor indicate.

Procesul de ardere a fost cercetat prin determinarea parametrilor principali ai procesului de ardere pentru 13 diagrame cu funcționare cu amestec de benzină și motorină și 12 diagrame cu motorină.

Principalele tipuri de diagrame sînt date în figurile 5, 6, 7, 8, 9, 10.

În vederea precizării cantitative a desfășurării proceselor de ardere s-au stabilit următorii parametri:

— Raportul presiunilor:

$$\lambda_P = \frac{P_z}{P_c}. \tag{1.1}$$

— Întîrzierea la autoaprindere: — τ_i.

Mărimea lui τ_i a fost determinată prin măsurarea intervalului dintre momentul declanșării injecției și a desprinderii curbei de ardere de curba de compresiune.

— Viteza medie de creștere a presiunii în intervalul dintre momentul începerii creșterii de presiune și presiunea maximă de ardere:

$$V_{pm} = \frac{\Delta P}{\Delta \alpha} = \frac{P_z - P_y}{\alpha_z^\circ - \alpha_y^\circ} \tag{1.2}$$

indicii: z și y se referă la presiunea maximă de ardere și la momentul începerii creșterii presiunii.

— Căldura relativă medie degajată pînă la vîrful de presiune: x_2.

Pe baza criteriului de dirijare:

$$R = 1 - \frac{\alpha_i^\circ}{\alpha_j^\circ} \tag{1.3}$$

unde: indicii i și j se referă la întîrzierea la autoaprindere și la injecție se stabilește că $R = 0{,}7—0{,}72$, asimilînd desfășurarea procesului cu aceea pentru care: $R = 0{,}6—0{,}65$, relația de calcul pentru X stabilită prin metoda funcțiilor autogenetice [1] este:

$$\frac{\tau}{\tau_i} = -\frac{\ln(1-x)}{x + ax^2 + bx^3} \tag{1.4}$$

în care: τ — valoarea curentă a duratei de la începutul injecției pînă la un moment dat al desfășurării arderii;

a, b — coeficienții care depind de gradul de dirijare. În cazul nostru: $a = —1{,}8$, $b = 1{,}1$.

Rezultatele prelucrării diagramelor din figura 5 și 9 sînt cuprinse în tabelul 1.

Studiul comparativ al diagramelor scoate în evidență faptul că procesul de ardere nu prezintă diferențe mari în ceea ce privește parametrii calculați. Viteza medie de creștere a presiunii este mai mare în cazul funcționării cu amestec de benzină și motorină, mersul este astfel mai aspru. Valoarea mai mică a întîrzierii la aprindere la funcționarea cu amestec de benzină și motorină se explică prin temperatura de comprimare mai ridicată din cauza încărcării mai mari a motorului. Mersul mai aspru a cilin-

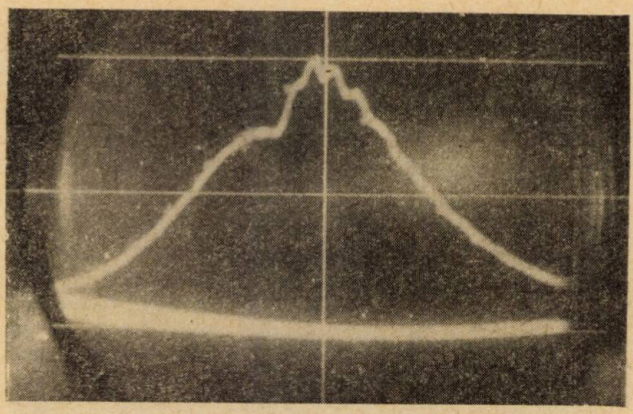


Fig. 5. Diagramă indicată cil.1 (amestec 50% benzină+motorină).

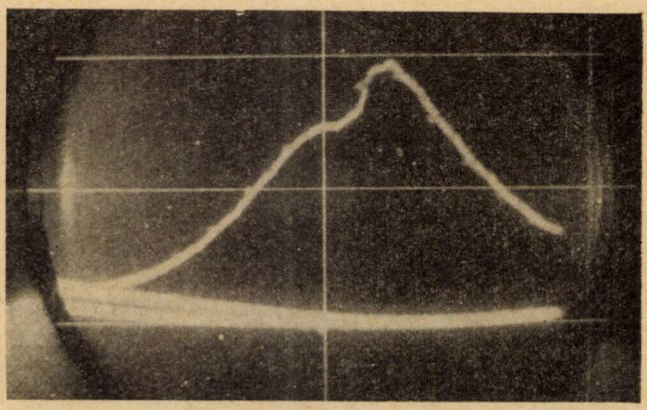


Fig. 6. Diagramă indicată cil.3 (amestec 50% benzină+motorină).

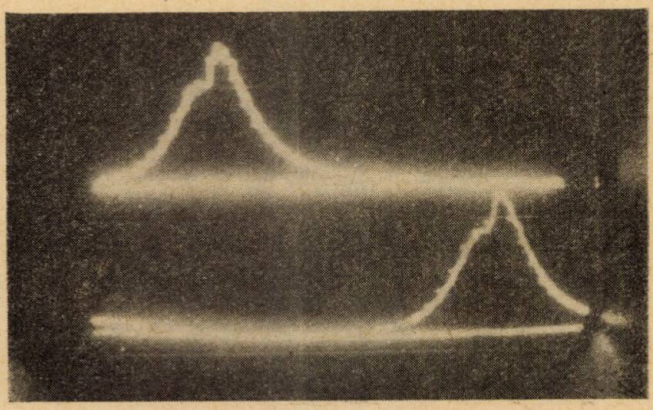


Fig. 7. Diagrame indicate simultane pentru cil. 1 și 3 (ames tec 50% benzină+motorină).

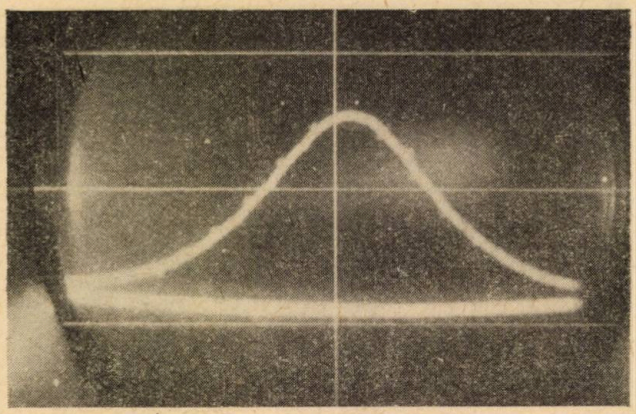


Fig. 8. Diagramă de comprimare cil.1.

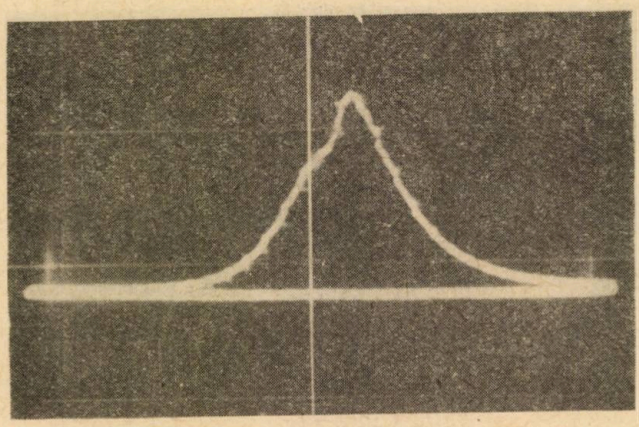


Fig. 9. Diagramă indicată cil.1 (motorină).

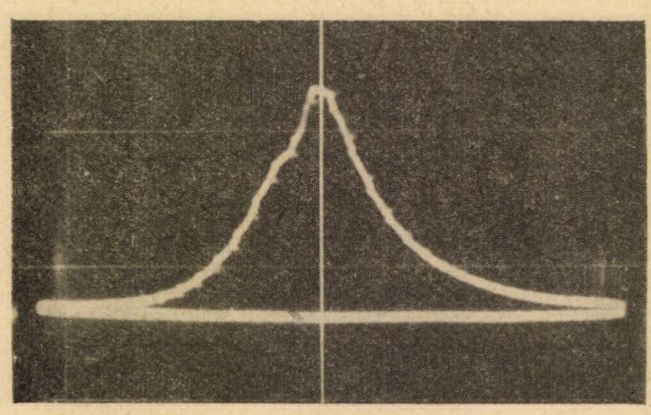


Fig. 10. Diagramă indicată cil. 3 (motorină).

Tabelul 1

Nr. crt.	Combustibilul folosit	P_{eo} cp	P_c kgf/cm²	P_y kgf/cm²	P_z kgf/cm²	λ_p	V_{pm}	τ_i 10^{-3} s	τ_z 10^{-3} s	$\frac{\tau_z}{\tau_i}$	x_2
1	Motorină	38	37,5	39,6	52,8	1,41	1,220	1,00	2,285	2,285	0,328
2	Amestec 50% motorină și benzină	40	37,5	38,4	51,5	1,37	1,455	0,80	1,870	2,340	0,340

drului *1* al motorului este scos în evidență și de oscilațiile de presiune, care apar în timpul arderii. Oscilațiile din diagramă nu sînt provocate de coloana de gaze din tubul de legătură dintre camera de ardere și traductorul piezoelectric, întrucît ele nu apar și la cilindrul *3*, totodată frecvența lor $f = 1\,750$ Hz este de cîteva ori mai mică decît frecvența coloanei din tubul de legătură.

Oscilațiile de presiune apar din cauza comportării diferite a combustibililor din amestec în ceea ce privește formarea amestecului, aprinderea și arderea.

În cilindrul *3* diagrama din figura 6, nu apar oscilații în timpul arderii, creșterea de presiune este mai lentă, viteza medie de creștere a presiunii este de numai 0,937 kgf/cm² grad RAC, față de 1,455 kgf/cm² grad RAC de la cilindrul *1*.

Din diagrama 7 luată simultan pentru cilindrul *1* și *3* se poate vedea că alura diagramelor este aceeași ca și în cazul diagramelor individuale. Încărcarea cilindrului *3* este mai mare, ceea ce determină creșterea temperaturii de comprimare și scăderea întîrzierii la aprindere, ca urmare mersul cilindrului *3* este mai puțin aspru decît la cilindrul *1*.

2. CONCLUZII

Rezultatele obținute ne permit stabilirea următoarelor concluzii:

1. Funcționarea motorului D-36 este posibilă în bune condițiuni cu amestecuri de 50% benzină CO 75 R și motorină [2], se obține o creștere a puterii efective (pe baza caracteristicii exterioare) de 13,5% și o scădere a consumului specific minim de combustibil de 7 g/CPh.

2. Modificările aduse instalației de injecție sînt mici, ele se pot realiza relativ ușor cu cheltuieli reduse.

3. Procesul de ardere nu se modifică decît în mică măsură parametrii caracteristici ai procesului au aproximativ aceleași valori (cu diferențe de cîteva procente) ca și în cazul funcționării pe motorină.

4. Ținînd seamă de avantajele mai sus indicate se poate aprecia că ar fi foarte utilă extinderea cercetărilor și pentru alte tipuri de M.A.C. rapide de exemplu pentru motorul de tractor D-103.

BIBLIOGRAFIE

1. N. V. Inozemțev, V. K. Kișkin, *Protesi sgorania v gvigateliah*, Maşghiz, S.S.S.R., Moskva, 1949, p. 139.
2. V. K. Elihov, M. N. Sidorov, Iu. I. Korolkov, Energomaşinostroenie. Nr. 3, 1963, Maşghiz, Moskova, p. 20—22.

К ВОПРОСУ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЛЕГКИХ ТОПЛИВ ДЛЯ БЫСТРОХОДНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ВОСПЛАМЕНЕНИЕМ ОТ СЖАТИЯ

(РЕЗЮМЕ)

В работе изучается использование смесей дизельного топлива с бензином с октановым числом CO R-75, для двигателей Д-36. При помощи установки созданной для выполнения настоящей работы были установлены рабочие параметры и условия горения для смеси состоящей из 50% дизельного топлива и бензина. По данным предварительного исследования эта смесь дала найлучшие результаты. Проведенные испытания показали хорошее поведение двигателя, что позволит использование полученных результатов и для других типов двигателей.

CONTRIBUTIONS AU PROBLÈME DE L'EMPLOIE DES COMBUSTIBLES LÉGÈRES POUR LES MOTEURS À ALLUMAGE PAR COMPRESSION A GRANDE VITESSE

(RÉSUMÉ)

Dans le travail on étudie l'emploie des melanges de gas-oil et d'essence a l'indice octanique CO R 75 pour les moteurs D-36. A l'aide d'une installation elaborée dans le travail, on etablit les paramétres du fonctionnement et les conditions de combustion pour les mélanges de 50% gas-oil et essence. Ce melange a donné les meilleurs resultas pendant les recherches preliminaires. Basés sur les récherches éffectuées on a constaté que le moteur se comporte bien, ce qui permettra l'emploie des résultats obtenus aussi pour d'autres types des moteurs.

ASUPRA ECUAȚIILOR DE SCHIMB DE CĂLDURĂ ȘI SUBSTANȚA IN MEDII BIFAZICE

DE

N. BOBOESCU, N. OANCEA

La studiul multor procese din răcitoarele termoenergetice precum și la studiul unor procese fizice care au loc în condiții naturale, ne întîlnim cu fenomene de schimb de căldură și de substanță care se desfășoară simultan. În aceste cazuri, ecuațiile diferențiale care descriu aceste procese pot fi obținute în forma lor generală cu ajutorul teoriei termodinamicii proceselor ireversibile.

În cele ce urmează se va trata analitic, pentru anumite condiții, problema schimbului de căldură și substanță care are loc în răcitoarele peliculare, între cele două fluide care se găsesc în mișcare relativă. Pelicula lichidă este spălată de un amestec gazos binar format dintr-o componentă activă și una inertă. Suprafața de separare dintre cele două fluide se comportă ca o membrană semipermeabilă, adică permeabilă pentru componenta activă și impermeabilă pentru cea inertă.

Caracteristic trecerii simultane a căldurii și substanței este apariția unor efecte suplimentare, care lipsesc cînd avem un schimb de căldură pur. Aceste efecte suplimentare se referă la influența pe care o exercită fluxul de substanță transversal asupra schimbului de căldură și care se manifestă prin schimbarea grosimii straturilor limită termic și hidrodinamic. Variația grosimii stratului limită hidrodinamic se datorește schimbului de impulsuri între particulele de substanță care se mișcă paralel cu suprafața de separare și particulele care se mișcă perpendicular pe suprafața de separare. De aceea studiul analitic al proceselor de schimb de căldură și substanță se referă la rezolvarea sistemului de ecuații diferențiale, corespunzător straturilor limită, care includ pe lîngă ecuația continuității și ecuația de mișcare a lui Navier-Stockes și ecuațiile lui Fourier-Kirchhoff de conservare a căldurii respectiv a substanței. Cu o altă ocazie, [1] s-a arătat că cea mai rațională metodă de soluționare a acestei probleme, constă în similitudinea proceselor de schimb de căldură și substanță.

În lucrarea de față se studiază analitic, cazul unei pelicule lungi de lichid care curge pe o suprafață verticală și care este spălată în sens invers de un curent de aer de grosime redusă. Pentru aceasta, pornim de la ipoteza

că toate fenomenele au loc în interiorul straturilor limită și că în exteriorul acestora, într-un plan perpendicular pe direcția de curgere, nu există gradienți de viteză, temperatură și concentrații. În schimb în lungul direcției de curgere a amestecului gazos, la marginea superioară a straturilor, mărimile vitezei (u_s), temperaturii (t_s) și presiunii (p_s) sînt variabile.

Această ipoteză se deosebește de cea admisă de Eckert [2], care la studiul evaporării forțate a unui lichid cu suprafața liberă, a considerat viteza, temperatura și presiunea componentei active, ca fiind constante la marginea straturilor limită.

Condițiile arătate, se întîlnesc în cazul fenomenului de schimb de căldură și substanță care are loc în turnurile de răcire cu sisteme peliculare.

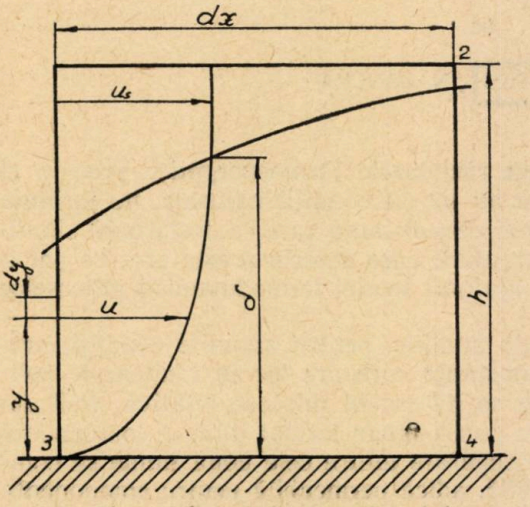


Fig. 1. Elementul considerat pentru deducerea ecuațiilor din stratul limită.

Ca metodă de lucru s-a utilizat transformările aproximative, bazate pe profilul straturilor limită, de forma unor parabole cubice.

Pentru aceasta vom considera un paralelipiped elementar cu dimensiunile dx, h și 1 (fig. 1) situat la nivelul suprafeței lichidului.

Înălțimea h o luăm mai mare decît cel mai gros strat limită. Regimul de curgere îl considerăm laminar-staționar, într-un domeniu în care se poate neglija convecția liberă.

Pentru profilul stratului limită al vitezelor, temperaturilor și al presiunilor, perpendicular pe interfața lichidului, admitem o expresie de forma :

$$u = a_1 + b_1 y + c_1 y^2 + d_1 y^3 \tag{1}$$

$$t' = a_2 + b_2 y + c_2 y^2 + d_2 y^3 \tag{2}$$

$$p' = a_3 + b_3 y + c_3 y^2 + d_3 y^3 \tag{3}$$

în care $t' = t_0 - t$ și $p' = p_0 - p$ sînt variațiile temperaturii respectiv presiunii de la suprafața lichidului la înălțimea y. Constantele $a_1 - d_1$ se determină din condițiile de contur și anume :

— la $y = 0$ avem :

$$u = 0,\ t' = 0,\ p' = 0 \text{ și } \frac{d^2u}{dy^2} = 0,\quad \frac{d^2t'}{dy^2} = 0,\quad \frac{d^2p'}{dy^2} = 0$$

— la $y = h$ avem :

$$u = u_s,\ t' = t_0 - t_s,\ p' = p_0 - p_s \text{ și } \frac{du}{dy} = 0,\quad \frac{dt'}{dy} = 0,\quad \frac{dp'}{dy} = 0$$

Dacă utilizăm aceste condiții și înlocuim înălțimea h cu grosimea stratului limită respectiv, ecuațiile (1)—(3) devin :

$$u = \frac{3}{2}\frac{us}{\delta} y - \frac{1}{2}\frac{us}{\delta^3} y^3 \tag{4}$$

$$t' = \frac{3}{2}\frac{t_0 - t_s}{\delta_t^*} y - \frac{1}{2}\frac{t_0 - t_s}{\delta_t^3} y^3 \tag{5}$$

$$p' = \frac{3}{2}\frac{p_0 - p_s}{\delta_p} y - \frac{1}{2}\frac{p_0 - p_s}{\delta_p^3} \tag{6}$$

în care s-a notat cu δ grosimea stratului limită de viteze ; cu δ_t grosimea stratului limită de temperaturi cu cu δ_p grosimea stratului limită de presiuni.

Pentru simplificarea calculelor, vom introduce următoarele notații :

$$k_t = \delta_t/\delta \quad \text{și} \quad k_p = \delta_p/\delta . \tag{7}$$

Cu relațiile (4)—(7) vom calcula cele 4 ecuații ale fenomenului de schimb de căldură și substanță perpendicular.

1. ECUAȚIA CONTINUITĂȚII

Ecuația continuității se scrie ținîndu-se seama de transferul de substanță de la lichid, prin stratul limită, în amestecul gazos și neglijînd posibilitatea unui aport de substanță dinspre suprafața opusă. Astfel :

$$\rho \int_0^h u\, dy + \rho_0 v_0 = \rho \int_0^h \left(u + \frac{du}{dx}\right) dy. \tag{8}$$

Masa specifică a amestecului o considerăm constantă ($\rho = \rho_0$) și integrăm pe înălțimea stratului limită de viteze ($h = 0$), ținînd seama de relația (4).

$$\int_0^h u\, dy = \int_0^{\delta} \left(\frac{3}{2}\frac{us}{\delta} y - \frac{1}{2}\frac{us}{\delta^3} y^3\right) dy = \frac{5}{8} u_s \delta . \tag{9}$$

Viteza de difuziune a vaporilor de apă într-un gaz este dată de legea întîia a lui Fich și anume :

$$v_0 = -\frac{D}{p_0 - p}\frac{dp}{dy} \cong -\frac{D}{pt}\left(\frac{dp}{dy}\right)_0 . \tag{10}$$

Valoarea lui $(dp/dy)_0$ se determină din relația (6) prin derivare

$$\left(\frac{dp}{dy}\right)_{y=0} = \frac{3}{2}\frac{p_0 - p_s}{\delta_p} . \tag{11}$$

Din relația (9) viteza de evaporare se poate scrie

$$v_0 = \frac{d}{dx}\int_0^h u\, dy = \frac{d}{dx}\left(\frac{5}{8} u_s \delta\right) = \frac{5}{8} u_s \frac{d\delta}{dx} + \frac{5}{8} \cdot \delta \cdot \frac{du_s}{dx} . \tag{12}$$

Din relațiile (10), (11) și (12) se obține

$$-\frac{du_s}{dx}=\frac{12}{5}\frac{D}{pt}\frac{p_0-p_s}{\delta^2\cdot k_p}+\frac{u_s}{\delta}\frac{d\delta}{dx}. \tag{13}$$

2. ECUAȚIA CANTITĂȚII DE MIȘCARE

Această relație exprimă egalitatea dintre forțele de inerție care se exercită asupra elementului considerat și suma forțelor produse de variația de presiune și de frecările interne. Se neglijează forțele produse de cîmpul gravitațional.

$$\rho\frac{d}{dx}\int_0^h(u_s-u)\,u\,dy-\rho\frac{du_s}{dx}\int_0^h u\,dy=\tau_0+h\frac{d_p}{dx}. \tag{14}$$

Conform ecuației lui Bernoulli viteza u_s a fluxului la marginea stratului limită este legată de gradientul de presiune prin relația:

$$\frac{d_p}{dx}=-\rho\cdot u_s\frac{du_s}{dx}. \tag{15}$$

Cu aceasta relația (14) devine

$$\rho\frac{d}{dx}\int_0^h(u_s-u)\,u\,dy+\rho\frac{du_s}{dx}\int_0^h(u_s-u)\,dy=\tau_0. \tag{16}$$

Valoarea lui τ_0 este dată de ecuația lui Newton

$$\tau_0=\rho v_0 u_s-\mu_0\left(\frac{du}{dy}\right)_0. \tag{17}$$

Trecerea de substanță micșorează tensiunea superficială la perete. Inlocuind valoarea lui τ_0 în relația (16) se scrie

$$\rho\frac{d}{dx}\int_0^h(u_s-u)\,u\,dy+\rho\frac{du_s}{dx}\int_0^h(u_s-u)\,dy-v_0u_s=-/\nu_0\left(\frac{du}{dy}\right)_0. \tag{18}$$

Termenii din ecuația (18) se soluționează pe rînd, înlocuind limita superioară prin δ și ținînd seama de valoarea lui u din relația (4). Astfel:

$$\begin{aligned}&\frac{d}{dx}\int_0^\delta(u_s-u)\,u\,dy=\frac{39}{280}\delta u_s^2+\frac{39}{140}\delta\cdot u_s\frac{du_s}{dx};\\&\int_0^\delta(u_s-u)\,dy=\frac{3}{8}u_s\delta\quad\text{și}\quad\left(\frac{du}{dy}\right)_{y=0}=\frac{3}{2}\frac{u_s}{\delta}.\end{aligned} \tag{19}$$

Cu expresiile (19) și cu valorile (d_s/dx) din (13) și v_0 din (12) ecuația (18) devine:

$$\frac{1}{2}\frac{\nu}{\rho}\left(5{,}85-0{,}445\frac{\nu_0}{\rho}D\frac{p_0-p_s}{pt}\frac{1}{k_p}\right)=u_s\cdot\delta\cdot\frac{d\delta}{dx}. \tag{20}$$

Dacă notăm cu A expresia :

$$A=5{,}85-0{,}445\frac{D}{\nu}\frac{p_0-p_s}{pt}\cdot\frac{1}{k_p} \tag{21}$$

obținem :

$$\delta\cdot d\delta=\frac{\nu\cdot A}{2u_s}dx \tag{22}$$

care prin integrare devine

$$\frac{\delta^2}{2}=\frac{\nu\cdot A}{2u_s}x \tag{23}$$

de unde

$$\frac{\delta}{x}=\frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\mathrm{Re}_x}}\cdot \tag{24}$$

3. ECUAȚIA SCHIMBULUI DE SUBSTANȚĂ

Substanța care se evaporă se poate exprima în funcțiune de coeficientul de difuziune, după legea lui Fich și ca variație a masei curentului de amestec aer-vapori în stratul limită. Astfel :

$$g_0=-D\left(\frac{dp}{dy}\right)_{y=0}=\frac{d}{dx}\int_0^h p'\cdot u\cdot dy. \tag{25}$$

Rezolvînd integrala cu ajutorul ecuațiilor (4) și (7) obținem :

$$\left(\frac{d_p}{dy}\right)_{y=0}=-\left(\frac{d_{p'}}{dy}\right)_{y=0}=-\frac{3}{2}\frac{p_0-p_s}{p} \tag{26}$$

$$\int_0^{\delta_p}p'u\,dy=\left(\frac{27}{20}k_p-\frac{4}{35}k_p^3\right)(p_0-p_s)\delta_p\cdot u_s$$

$$\frac{d}{dx}\int_0^{\delta_p}p'u\,dy=(p_0-p_s)u_s\left(\frac{27}{20}k_p^2-\frac{4}{35}k_p^4\right)\frac{d\delta_p}{dx}+$$

$$+(p_0-p_s)u_s\cdot\delta\left(\frac{54}{20}k_p-\frac{8}{35}k_p^3\right)\frac{dk_p}{dx}. \tag{27}$$

Introducînd relația (26) și (27) în (25) obținem :

$$\frac{3}{2}\frac{D}{k_p\cdot\delta_p}=u_s\left(\frac{27}{20}k_p^2-\frac{4}{35}k_p^4\right)\frac{d\delta_p}{dx}+u_s\cdot\delta_p\left(\frac{27}{10}k_p-\frac{8}{35}k_p^3\right)\frac{dk_p}{dx} \tag{28}$$

avînd în vedere valorile

$$\frac{d\delta}{dx}=\frac{\nu A}{2\cdot u_s\cdot\delta}\quad\text{și}\quad\delta=\sqrt{\frac{\nu A\cdot x}{u_s}} \tag{29}$$

obținem după înlocuire

$$D=\frac{\nu A}{2}k_p^3\left(\frac{27}{30}-\frac{8}{105}k_p^2\right)+\nu\cdot A\cdot xk_p^2\left(\frac{54}{30}-\frac{32}{105}k_p^2\right)\frac{dk_p}{dx}. \tag{30}$$

Neglijînd termenii care au puterea lui k_p mai mare ca 3, deoarece $k_p < 1$ avem :

$$\frac{D}{\nu \cdot A} = 0{,}45 \cdot k_p^3 + 1{,}8 \cdot k_p^2 \cdot x \cdot \frac{dk_p}{dx}$$

sau

$$k_p^3 + 4k_p^2 \cdot x \cdot \frac{dk_p}{dx} = 2{,}3 \cdot \frac{D}{\nu \cdot A} \cdot \tag{31}$$

Soluția generală a acestei ecuații va fi :

$$k_p = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{x_0}{x}\right)^{3/4}}}{\frac{1}{1{,}3}\sqrt[3]{\frac{D}{A \cdot \nu}}} = 1{,}3\sqrt[3]{1 - \left(\frac{x_0}{x}\right)^{3/4}}\,\frac{\sqrt[3]{A}}{\sqrt[3]{S_c}} \cdot \tag{32}$$

Relația (32) ne dă legătura raportului dintre grosimea stratului limită de presiune și viteză cu mărimile adimensionale, A, Sc și x_0/x.

Pentru determinarea unei relații criteriale a schimbului de substanță scriem

$$g_0 = \frac{\beta}{R_0 T}(p_0 - p_s) = -\frac{D}{R_0 T}\left(\frac{d_p}{dy}\right)_0 \tag{33}$$

Utilizînd relația (26) și (29) obținem :

$$\beta = \frac{3}{2} \cdot \frac{D}{\delta p} = \frac{3}{2}\,\frac{D}{\delta}\,\frac{1}{k_p} = \frac{3}{2}\,\frac{D}{\delta}\,\frac{\sqrt[3]{S_c}}{1{,}3\sqrt[3]{S_c}\sqrt[3]{1 - \left(\frac{x_0}{x}\right)^{3/4}}} \tag{34}$$

$$\mathrm{Nu}_D = 1{,}15\,\mathrm{Re}^{1/2} S_c^{1/3}\,\frac{1}{A^{5/6}\sqrt{1 - \left(\frac{x_0}{x}\right)^{3/4}}} \cdot \tag{34}$$

4. ECUAȚIA SCHIMBULUI DE CĂLDURĂ

Referindu-ne la (fig. 1) vom scrie egalitatea dintre cantitatea de căldură cedată prin contact și cea necesară evaporării substanței și variația conținutului de căldură al vaporilor în elementul considerat. Astfel :

$$q_0 = \rho \cdot c_p \frac{d}{dx}\int_0^{\delta_t} t' \cdot dy = -\lambda\left(\frac{dt}{dy}\right)_0 + c_{pv} \cdot t_0 \cdot v_0 \cdot \tag{35}$$

Din relația (5) prin derivare obținem :

$$\left(\frac{dt}{dy}\right) = -\left(\frac{dt'}{dy}\right) = -\frac{3}{2}\,\frac{t_0 - t_s}{k_t \delta} \tag{36}$$

$$\int_0^{\delta_t} t'\, u \cdot dy = \left(\frac{27}{20}\,k_t - \frac{4}{35}\,k_t^2\right)\delta t\,(t_0 - t_s)\,u_s \cdot \tag{37}$$

Înlocuind în (35) relațiile (36), (37) și (12) obținem

$$C_p \frac{d}{dx}\left[\left(\frac{27}{20}k_t - \frac{4}{35}k_t^3\right) t(t_0-t_s)u_s\right] = \frac{3}{2}\lambda\frac{t_0-t_s}{k_t\delta} + C_{pv}\cdot t_0\frac{D}{p_t}\frac{3}{2}\frac{p_0-p_s}{k_p\cdot\delta}. \quad (38)$$

Valoarea raportului : $\lambda/\rho\cdot C_p=\lambda/C_{pv}$ o înlocuim cu (a — difuzibilitate termică) știind că C_{pv} este căldura specifică raportată la unitatea de volum.

Dacă ținem seama de valorile lui δ și $d\delta/dx$ și neglijăm termenii care au pe k_t la puteri mai mari de trei obținem :

$$\frac{a}{\nu}\left(1+\frac{D}{a}\frac{t_0}{t_0-t_s}\frac{p_0-p_s}{p_t}\frac{k_t}{k_0}\right) = \frac{54}{120}k_t^3 + \frac{27}{15}k_t^2\cdot x\cdot\frac{dk_t}{dx}. \quad (39)$$

Notînd cu B expresia

$$B=1+\frac{D}{a}\frac{t_0}{t_0-t_s}\frac{p_0-p_s}{p_t}\frac{k_t}{k_p} \quad (40)$$

relația (39) devine

$$\frac{a}{\nu}B = \frac{54}{120}k_t^3 + \frac{27}{15}k_t^2\cdot x\frac{dk_t}{dx}$$

sau

$$k_t^3 + 4k_t^2\cdot x\cdot\frac{d_{kt}}{dx} = 2{,}3\,\mathrm{Pr}\,B. \quad (41)$$

Soluția generală a ecuației (41) va fi de forma

$$k_t = \frac{1{,}3\sqrt[3]{1-(x_0/x)^{3/4}}}{\sqrt[3]{\mathrm{Pr}\cdot B}}. \quad (42)$$

Această relație leagă grosimea stratului limită de temperaturi și cel de viteze, de mărimile adimensionale Pr, B și x/x_0.

Pentru a obține o relație criterială scriem egalitatea dintre căldura transmisă prin contact în stratul limită și prin convecție.

$$q_0=\alpha(t_0-t_s)=\lambda\left(\frac{dt'}{dy}\right). \quad (43)$$

Utilizînd relațiile (36), (29) și (42) obținem :

$$\mathrm{Nu}=\frac{1{,}15\cdot\mathrm{Re}^{1/2}\cdot\mathrm{Pr}^{1/3}\cdot B^{1/3}}{A^{1/3}\sqrt{1-(x_0/x)^{3/4}}}. \quad (44)$$

Cînd $p_0-p_s=0$, adică cînd nu există schimb de substanță relația (44) devine :

$$\mathrm{Nu}=0{,}47\cdot\mathrm{Re}^{1/2}\cdot\mathrm{Pr}^{1/3}\frac{1}{\sqrt[3]{1-(x_0/x)^{3/4}}}. \quad (45)$$

CONCLUZII

Pentru analiza calculelor efectuate, sintetizăm rezultatele principale obținute :

$$\mathrm{Nu} = 1{,}15\,\mathrm{Re}^{1/2}\frac{\sqrt[3]{B}}{\sqrt{A}}\frac{1}{\sqrt{1-(x_0/x)^{3/4}}} \tag{44}$$

$$\mathrm{Nu}_D = 1{,}15\cdot\mathrm{Re}^{1/2}\cdot S_c^{1/3}\frac{1}{A^{5/6}}\frac{1}{\sqrt{1-(x_0/x)^{3/4}}} \tag{34}$$

$$A = 5{,}85 - 0{,}445\,\frac{1}{S_c}\,\frac{p_0-p_s}{p_t}\,\frac{1}{k_p} \tag{21}$$

$$B = 1+\frac{\mathrm{Pr}}{S_c}\,\frac{t_0}{t_0-t_s}\cdot\frac{p_0-p_s}{p_t}\,\frac{k_t}{k_p} \tag{40}$$

$$k_p = 1{,}3\sqrt[3]{\frac{A}{S_c}}\sqrt[3]{1-(x_0/x)^{3/4}} \tag{32}$$

$$k_t = 1{,}3\,\frac{1-(x_0/x)^{3/4}}{\sqrt{\mathrm{Pr}\cdot B}} \tag{42}$$

$$\delta = \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\mathrm{Re}_x}}. \tag{24}$$

Concluziile care se impun sînt următoarele :

a. De la început se observă că pe lîngă dependențele clasice utilizate ; $\mathrm{Nu}=f(\mathrm{Re},\ \mathrm{Pr})$ — pentru schimbul de căldură și $\mathrm{Nu}_D=f(\mathrm{Re},\ S_c)$ — pentru schimbul de substanță, au apărut factorii A și B care le corectează. Acești factori nu sînt constanți ci depind la rîndul lor de criteriile fundamentale (Pr, S_c), de variațiile cîmpului de presiuni și temperaturi, precum și de grosimile straturilor limită.

La rîndul lor parametrii k_t și k_p depind de A, B, Pr și S_c, iar grosimea stratului limită de viteză (δ) de A și Re_x.

b. Interdependența parametrilor care condiționează fenomenul, este deosebit de complexă. De aceea cercetarea experimentală în laborator se efectuează prin menținerea unor parametri constanți.

c. Relațiile obținute nu pot servi la calcule de adimensionare din cauza complexității lor. Ele permit însă să se aprecieze efectul pe care îl poate avea o anumită ipoteză simplificatoare.

d. Pe lîngă condițiile hidrodinamice (Re) a proprietăților fizice ale gazului (Pr, S_c), atît în relația lui Nu cît și Nu_D intră prin intermediul lui A și B raportul $\left(\frac{p_0-p_s}{p_t}\right)$ care exprimă variația cîmpului de presiuni parțiale a vaporilor de la interfața lichidului și pînă după stratul limită a presiunilor.

Acest criteriu ca factor suplimentar în ecuațiile clasice, prin care se ține seama de influența fluxului de substanță, a fost evidențiat și prin prelucrarea unor date experimentale [11].

e. În cazul evaporării adiabatice la presiune aproximativ constantă, ecuația schimbului de căldură (Nu) conține ca factor suplimentar numai raportul $\left(\frac{t_0}{t_0-t_s}\right)$. Acesta ușurează studiul analitic al unor aspecte ale uscării corpurilor și a fost introdus de unii cercetători [3] și [4].

f. Puterile criteriilor Re, Pr și S_c determinate pe această cale coincid în mare măsură cu cele găsite de noi pe cale experimentală, în anumite condiții de lucru [1]. Astfel pentru schimbul de căldură exponenții coincid perfect, iar pentru schimbul de substanță exponentul lui Re diferă, și anume în loc de 0,5 s-a găsit 0,57.

g. Relațiile obținute mai sus, în cadrul ipotezelor precizate, pot constitui un punct de vedere nou în tratarea ansamblului de conexiuni care există în cazul fenomenului de schimb de căldură și substanță, între două fluide în curgerea peliculară.

BIBLIOGRAFIE

1. N. Boboescu, Influența presiunii parțiale a componentei active asupra schimbului de căldură și masă în sisteme eterogene. Buletin Științific și Tehnic al I.P.T., Tom. 6 (20), Fasc. 2, 1961.
2. E. R. Eckert, R. M. Dreik, Teoria teplo u massoobmana, G.E.I., Moskva, Leningrad, 1961.
3. A. V. Lîkov, *Teoria uscării* (Trad. l. rusă). Ed. pentru Arhitectură și Construcții, București, 1954.
4. A. V. Nesterenko, Teplo i massobmen pri isparenii jideosti so svobodnoi poverhnosti. J.T.F., XXIV, nr. 4, 1954.

ОБ УРАВНЕНИЯХ ТЕПЛООБМЕНА И ОБМЕНА ВЕЩЕСТВ В ДВУХФАЗНЫХ СРЕДАХ

(РЕЗЮМЕ)

В работе аналитически рассматривается явление обмена тепла и вещества между двумя жидкостями находящимися в относительном движении через оболочку. Применяется метод приближенных преобразований Эккерта, основанный на интегральных уравнениях по граничного слоя. Расчеты проводились в определенных предпосылках изменения параметров газовой смеси и профилей граничного слоя. Результаты отражают влияния которые опускаются при опытном исследовании явления, не которые могут изменить результаты.

ÜBER DIE GLEICHUNGEN DES WÄRMEÜBERGANGES UND STOFFAUSTAUSCHES IN ZWEIPHASEN GEMISCHEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

In der vorliegenden Arbeit wird der Vorgang des Wärme- und Stoffaustausches, welcher zwischen zwei in einer relativen Filmbewegung befindlichen Fluiden stattfindet, analytisch behandelt. Die Ausführung erfolgt unter Zuhilfenahme der Methode der angenäherten Transformationen von Eckert, welche sich auf die Integralgleichungen der Grenzschicht aufbaut. Die Rechnungen werden auf Grund verschiedener Hypothesen in Bezug auf die Änderung der Parameter des Gasgemisches, sowie der Profile der Grenzschichten durchgeführt. Die so erhaltenen Ergebnisse weisen auf eine Reihe von Einflüssen hin, welche bei experimentellen Untersuchungen vernachlässigt werden, dabei aber deren Ergebnisse erheblich ändern können.

CONSIDERAȚII PRIVIND CALCULUL SENSIBILITĂȚII ȘI DE REZISTENȚĂ A UNUI TIP DE DINAMOMETRU CU TRADUCTORI PNEUMATICI PENTRU MĂSURAREA COMPONENTLOR FORȚEI DE AȘCHIERE LA STRUNJIRE *

DE

A. DREUCEAN, O. CRISTUINEA, I. HAJDU

1. INTRODUCERE

Cunoașterea forțelor de așchiere ce iau naștere în cadrul diferitelor procedee de prelucrare prin așchiere, prezintă o importanță deosebită, ele servind după cum se știe, la calculul puterii motorului de acționare a mașinilor-unelte și a principalelor organe constitutive ale mașinilor respective.

De asemenea, pe baza acestor forțe se face dimensionarea sculelor așchietoare și se stabilesc anumiți parametri ai procesului de așchiere în așa fel, încît să se asigure precizia dimensională și a formei gometrice impuse pentru piesa prelucrată, ținînd cont de rigiditatea sistemului piesă-mașină-sculă.

Avînd în vedere cele de mai sus, precum și faptul că în planul de cercetare științifică al catedrei de Tehnologie Mecanică sînt prevăzute unele teme de cercetare, care necesită măsurarea cu precizie a forțelor de așchiere, s-a ivit necesitatea realizării unor dinamometre corespunzătoare scopului amintit, pentru măsurarea celor trei componente ale forței de așchiere la strunjire P_x, P_z și P_z.

Forma dinamometrului conceput de autori și studiat în lucrare este reprezentată în figura 1.

El este format din elementul elastic *1* sub forma unor semiinele legate între ele printr-o bară de rigiditate mult mai mare și prevăzută în partea centrală cu locașul de fixare a cuțitului *2*. Elementul elastic este fixat de corpul dinamometrului *3* prin sudare.

Sub acțiunea celor trei componente ale forței de așchiere, P_x, P_y și P_z elementul elastic suferă anumite deformații care sînt transmise tijei de am-

* Rezultate comunicate la cea de a XII-a Sesiune Științifică a cadrelor didactice a I.P.T. din 18—20 martie 1966.

plificare 4. Prin plasarea corespunzătoare a traductorilor pneumatici 5, 6 și 7 la capătul tijei se pot determina deformațiile δ_x, δ_y și δ_z respectiv forțele P_x, P_y și P_z care le-au produs.

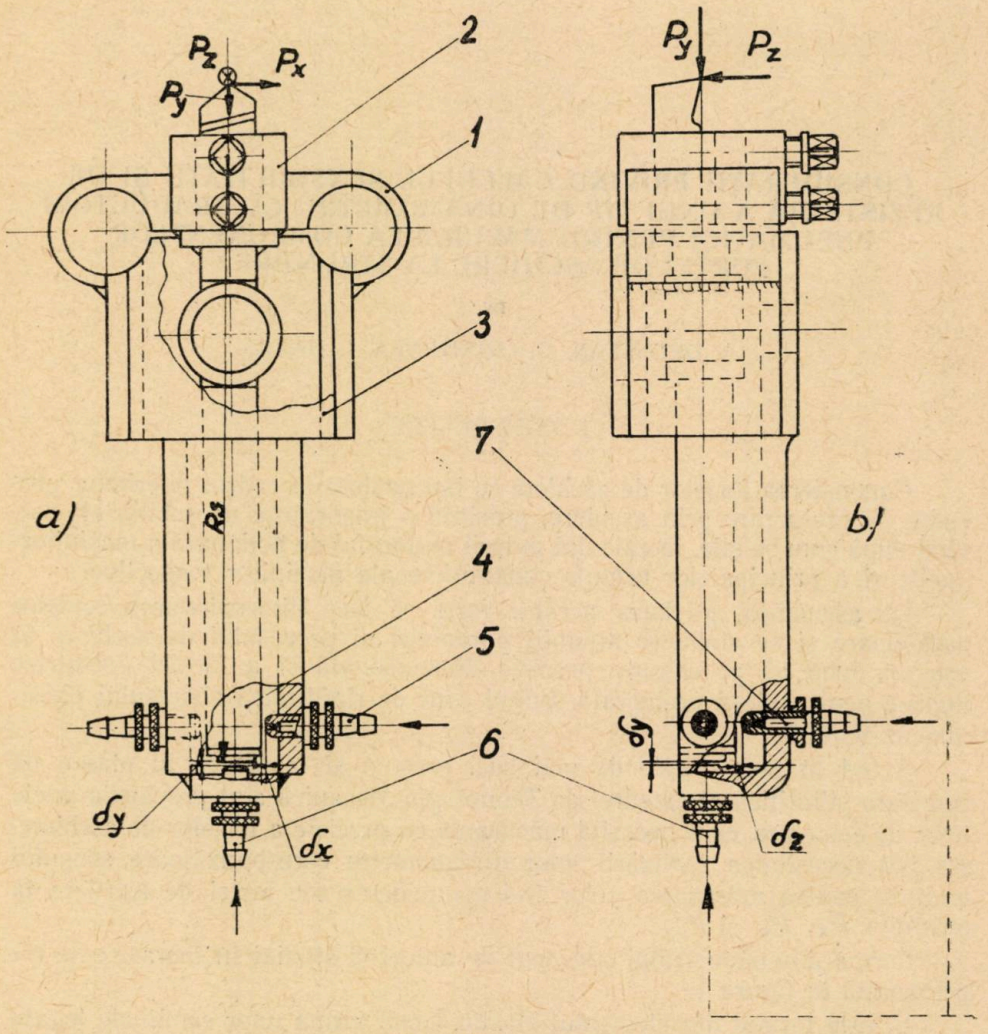


Fig. 1. Dinamometru pneumatic propriu zis.

Dinamometrul a fost astfel conceput încît să se elimine influența reciprocă a celor trei compomente ale forței de așchiere total, sau astfel încît influența să fie neglijabilă.

Pentru a elimina de exemplu influența lui P_y asupra lui P_z și P_x forța respectivă (P_y) este aplicată la mijlocul elementului elastic, pentru a nu produce momente încovoietoare sau de răsucire decît după o singură direcție.

De asemenea pentru a elimina influenta lui P_z și P_x asupra lui P_y capătul barei a fost prelucrat sub formă de calotă sferică cu raza R_s egală cu raza de rotire a barei.

2. CALCULUL ANALITIC AL DEFORMAȚIILOR DINAMOMETRULUI

Pentru a stabili în ce măsură dimensiunile principale ale elementului elastic asigură sensibilitatea și domeniul de măsurare corespunzător, în lucrare se determină expresiile analitice ale deformațiilor rezultante după direcțiile celor trei forțe de așchiere.

Pe baza acestor deformații ținînd cont de amplificarea realizată prin sistemul de măsurare utilizat, se poate aprecia în ce măsură sensibilitatea realizată corespunde cu sensibilitatea impusă.

In cele ce urmează pe baza expresiilor analitice determinate se fac și calculele corespunzătoare pentru un dinamometru de tipul indicat avînd următoarele dimensiuni principale:

$2L = 145$ mm ; $e = 55$ mm ; $b = 8$ mm ; $h = 70$ mm ; $R = 30$ mm ; $l = 275$ mm.

Semnificațiile notațiilor folosite rezultă din figurile 2 și 4.

Pentru a calcula deplasările după cele trei direcții X, Y, Z ale capătului inferior al tijei B (fig. 2) se vor analiza inițial deplasările, respectiv rotirile punctului A, în funcție de acestea determinîndu-se apoi deplasările punctului B.

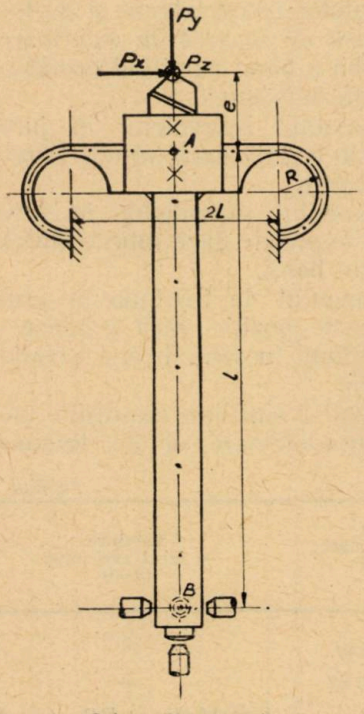


Fig. 2. Schematizarea dinamometrului pneumatic pentru calculul deformațiilor în dreptul diuzelor de măsurare.

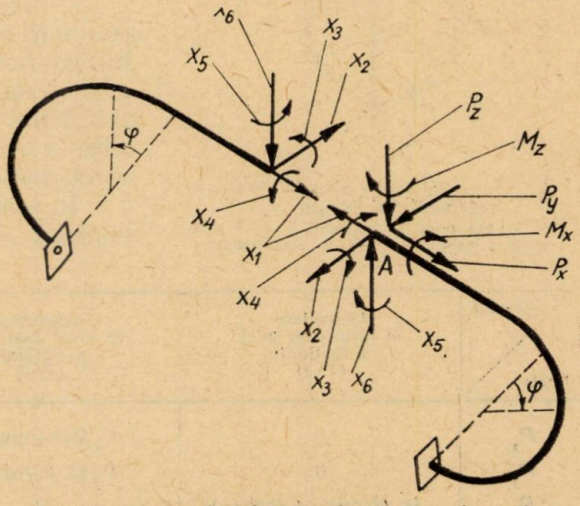


Fig. 3. Schema forțelor exterioare și a eforturilor ce acționează asupra elementului elastic.

Astfel, se reduce calculul la studiul deformației secțiunii A a sistemului reprezentat schematic în figura 3.

Pentru simplificarea calculelor se va face aproximarea că rigiditatea porțiunii drepte a dinamometrului ($2L$) (fig. 2) este infinită în raport cu cea a porțiunii curbe, ceea ce introduce o eroare foarte mică.

Sistemul este static nedeterminat. Pentru rezolvarea lui se aplică metoda eforturilor. În acest scop se face o secțiune transversală la Δ_x în stînga punctului A, punct în care se va face reducerea forțelor P_x, P_y, P_z (unde $\Delta_x \to 0$). Acțiunea primei părți asupra celei de a doua se înlocuiește cu eforturile $X_1, X_2 \ldots X_6$ (fig. 3).

Mărimile: $M_x = P_z \cdot e$ și $M_z = P_x \cdot e$ au rezultat din reducerea forțelor în punctul A.

Forțele P_x, P_y, P_z, momentele M_x, M_z și eforturile X_1, $X_2 \ldots X_6$ produc în diferitele zone ale barei (elementului elastic):

— încovoiere în jurul axei mici a secțiunii ($1-1$) figura 4 (P_z, M_x);
— încovoiere în jurul axei mari a secțiunii ($2-2$) (P_x, P_y, M_z);
— torsiune în jurul axei barei ($3-3$) (P_z, M_x);
— întindere sau compresiune a secțiunii (P_x, P_y);
— forfecare a secțiunii (P_x, P_y, P_z).

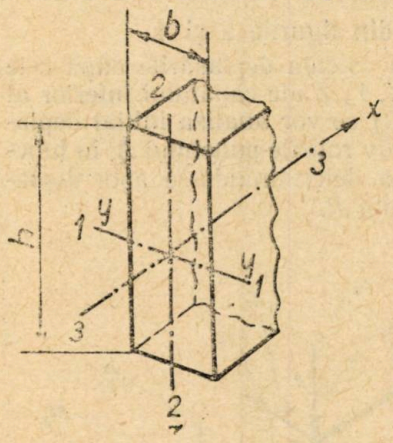


Fig. 4. Secțiunea transversală a elementului elastic:
1—1 — axa mică a secțiunii; 2—2 — axa mare a secțiunii; 3—3 — axa barei.

În tabelul 1 s-au concentrat expresiile momentelor încovoietoare și de torsiune produse de încărcările exterioare, în zona curbă a barei admițînd următoarele convenții de semn:

— momentul încovoietor în jurul axei mici este pozitiv dacă întinde fibrele de sus ale barei,

— momentul încovoietor în jurul axei mari este pozitiv dacă întinde fibrele din exteriorul barei,

— momentul de torsiune în jurul axei barei este pozitiv dacă produce o rotire a secțiunii în sens invers sensului trigonometric.

În tabelul 2 sînt date expresiile momentelor încovoietoare și de torsiune

Tabelul 1

Efectul / Forța	Încovoiere în jurul axei mici a secțiunii ($1-1$)	Încovoiere în jurul axei mari a secțiunii ($2-2$)	Torsiune în jurul axei barei ($3-3$)
P_x	0	$P_x R(1-\cos\varphi)$	0
P_y	0	$P_y(L+R\sin\varphi)$	0
P_z	$P_z(L\cos\varphi+R\sin\varphi)$	0	$P_z[L\sin\varphi+R(1-\cos\varphi)]$
M_x	$M_x\sin\varphi$	0	$-M_x\cos\varphi$
M_z	0	$-M_z$	0

datorită forțelor și momentelor unitare $\overline{X}_1$, $\overline{X}_2 \ldots \overline{X}_6$ corespunzătoare eforturilor X_1, $X_2 \ldots X_6$, pe ramura din dreapta a barei.

Tabelul 2

Efectul / Efortul	Incovoiere în jurul axei mici a secțiunii (*1—1*)	Incovoiere în jurul axei mari a secțiunii (*2—2*)	Torsiune în jurul axei barei (*3—3*)
$\overline{X}_1$	0	$R(1-\cos\varphi)$	0
$\overline{X}_2$	0	$L+R\sin\varphi$	0
$\overline{X}_3$	$-\cos\varphi$	0	$-\sin\varphi$
$\overline{X}_4$	$\sin\varphi$	0	$-\cos\varphi$
$\overline{X}_5$	0	-1	0
$\overline{X}_6$	$-[L\cos\varphi+R\sin\varphi]$	0	$-[L\sin\varphi+R(1-\cos\varphi)]$

Observație: Deoarece efectul asupra deformației barei, produs de forțele axiale și tangențiale la secțiune este neglijabilă, expresiile acestora nu au mai fost cuprinse în tabelele 1 și 2.

Pe ramura din stînga a barei, expresiile momentelor încovoietoare și de torsiune, ce apar datorită încărcărilor unitare $\overline{X}_1$, $\overline{X}_2 \ldots \overline{X}_6$ sînt aceleași, semnele lor fiind date în tabelul 3.

Tabelul 3

Axa / Efortul	*1—1*	*2—2*	*3—3*	Axa / Efortul	*1—1*	*2—2*	*3—3*	Axa / Efortul	*1—1*	*2—2*	*3—3*
$\overline{X}_1$	0	+	0	$\overline{X}_3$	−	0	+	$\overline{X}_5$	0	−	0
$\overline{X}_2$	0	−	0	$\overline{X}_4$	−	0	−	$\overline{X}_6$	+	0	−

Pe baza mărimilor determinate anterior, cuprinse în tabelele 1, 2, 3 se calculează cu metoda forței unitare coeficienții sistemului de ecuații canonic de forma :

$$\delta_{10}+\delta_{11}X_1+\delta_{12}X_2+\ldots+\delta_{16}X_6=0$$
$$\delta_{20}+\delta_{21}X_1+\delta_{22}X_2+\ldots+\delta_{26}X_6=0$$
$$\vdots \quad \vdots \quad \vdots \quad \vdots$$
$$\delta_{60}+\delta_{61}X_1+\delta_{62}X_2+\ldots+\delta_{66}X_6=0$$

unde :

δ_{10} reprezintă deplasarea sau rotirea după direcția lui $\overline{X}_i$ produsă de forțele exterioare P_x, P_y, P_z, M_x, M_z în punctul A și δ_{ij} reprezintă deplasarea sau rotirea după direcția lui $\overline{X}_i$ produsă de încărcarea $\overline{X}_j$. De exemplu :

$$\delta_{30}=\frac{1}{EI'_p}\int_0^{\pi}\{P_z[L\sin\varphi+R(1-\cos\varphi)]-M_x\cos\varphi\}(-\sin\varphi)Rd\varphi+$$

$$+\frac{1}{EI_1}\int_0^{\pi}[P_z(L\cos\varphi+R\sin\varphi)+M_x\sin\varphi](-\cos\varphi)Rd\varphi=\ldots=$$

$$=-\frac{P_zR}{E}\left[\frac{1}{I'_p}\left(\frac{\pi L}{2}+2R\right)+\frac{1}{I_1}\frac{\pi L}{2}\right]$$

sau :

$$\delta_{15}=2\cdot\frac{1}{EI_2}\int_0^{\pi}R(1-\cos\varphi)(-1)Rd\varphi=-\frac{2\pi R^2}{EI_2}$$

unde, prin I_1 s-a notat momentul de inerție al secțiunii în jurul axei mici $(1-1)$, prin I_2 momentul de inerție în jurul axei mari a secțiunii $(2-2)$, iar prin I'_p momentul de inerție polar redus al secțiunii, care după [2] are valoarea : $I'_p=K\frac{G}{E}hb^3$ K fiind dat în funcție de raportul $\frac{h}{b}$.

Expresiile coeficienților sistemului de ecuații canonic rezultate din calcul sînt date în tabelul 4.

Rezolvînd sistemul de ecuații canonic rezultă următoarele expresii pentru eforturile $X_1, X_2, X_3, \ldots, X_6$:

$$X_1=\frac{P_x}{2}$$

$$X_2=\frac{P_x}{2}(R+e)\frac{L\pi+2R}{\pi L^2+4RL+\frac{\pi R^2}{2}}-\frac{P_y}{2}$$

$$X_3=\frac{P_z}{\pi}\cdot\frac{\frac{1}{I'_p}\left(\frac{\pi L}{2}+2R\right)+\frac{1}{I_1}\frac{\pi L}{2}}{\frac{1}{I'_p}+\frac{1}{I_1}}$$

$$X_4=-\frac{P_z\cdot e}{2}$$

$$X_5=-\frac{P_x\cdot e}{2}+P_y\left(\frac{L}{2}+\frac{R}{\pi}\right)$$

$$X_6=\frac{P_z}{2}.$$

Pe baza acestor valori și a tabelului 2, se pot calcula expresiile momentelor încovoietoare și de torsiune rezultante pe partea curbă a ramurii din stînga a barei.

Momentul de încovoiere rezultant în jurul axei $(1-1)$:

$$M_{i\,rez_1}=-\cos\varphi X_3-\sin\varphi X_4+(L\cos\varphi+R\sin\varphi)X_6.$$

Tabelul 4

i \ j	0	1	2	3	4	5	6
1	$-P_x\frac{R^2\pi}{EI_2}\left(\frac{3}{2}R+e\right)+$ $+P_y\frac{R^2}{EI_2}(\pi L+2R)$	$\frac{3\pi R^3}{EI_2}$	0	0	0	$-\frac{2\pi R^2}{EI_2}$	
2	$-P_x\frac{R}{EI_2}(R+e)(\pi L+2R)+$ $+P_y\frac{R}{EI_2}\left(\pi L^2+4RL+\frac{\pi R^2}{2}\right)$	0	$\frac{2R}{EI_2}\left(\pi L^2+\right.$ $\left.+4RL+\frac{\pi R^2}{2}\right)$	0	0		
3	$-\frac{P_zR}{E}\left[\frac{1}{I'_p}\left(\frac{\pi L}{2}+2R\right)+\frac{1}{I_1}\frac{\pi L}{2}\right]$	0	0	$\frac{\pi R}{E}\left(\frac{1}{I'_p}+\frac{1}{I_1}\right)$	0		
4	$P_z\frac{\pi R}{2E}(R+e)\left(\frac{1}{I'_p}+\frac{1}{I_1}\right)$	0	0	0	$\frac{\pi R}{E}\left(\frac{1}{I'_p}+\frac{1}{I_1}\right)$		$-\frac{\pi R^2}{E}\left(\frac{1}{I'_p}+\frac{1}{I_1}\right)$
5	$P_x\frac{\pi R}{EI_2}(R+e)-P_y\frac{R}{EI_2}(L\pi+2R)$	$-\frac{2\pi R^2}{EI_2}$	0	0	0	$\frac{2\pi R}{EI_2}$	0
6	$P_z\frac{\pi R}{2E}\left[\frac{1}{I_1}(L^2+R^2-eR)-\right.$ $\left.-\frac{1}{I'_p}\left(eR+L^2+\frac{8}{\pi}RL+3R^2\right)\right]$	0	0	0	$-\frac{\pi R^2}{E}\left(\frac{1}{I'_p}+\frac{1}{I_1}\right)$	0	$\frac{2R}{E}\left[\frac{1}{I'_p}\left(\frac{\pi L^2}{2}+4RL+\right.\right.$ $\left.+\frac{3\pi R^2}{2}\right)+$ $\left.+\frac{1}{I_1}\left(\frac{\pi L^2}{2}+\frac{\pi R^2}{2}\right)\right]$

Momentul de încovoiere rezultant în jurul axei (*2—2*):

$$M_{i\,rez_2}=R(1-\cos\varphi),\ X_1-(L+R\sin\varphi)X_2-X_5.$$

Momentul de torsiune rezultant în jurul axei (*3—3*):

$$M_{t\,rez}=\sin\varphi X_3-\cos\varphi X_4-[L\sin\varphi+R(1-\cos\varphi)]X_6$$

Aplicînd metoda forței unitare se calculează deplasările și rotirile secțiunii A după direcțiile $\overline{X}_1, \overline{X}_2, \ldots, \overline{X}_6$.

Deplasarea după direcția $\overline{X}_1$:

$$\delta_{\overline{X}_1}=\frac{1}{EI_2}\int_0^{\pi} M_{i\,rez_2}(\overline{M}_{i_2})_{\overline{X}_1}Rd\varphi=$$

$$=\frac{1}{EI_2}\int_0^{\pi}[R(1-\cos\varphi)X_1-(L+R\sin\varphi)X_2-X_5]R(1-\cos\varphi)Rd\varphi=\ldots=$$

$$=\frac{P_xR^3}{4EI_2}\,\frac{\pi^2L^2+4\pi RL+\frac{R^2}{4}(3\pi^2-16)+eR(\pi^2-8)}{\pi L^2+4RL+\frac{\pi R^2}{2}}$$

unde prin $(\overline{M}_2)_{\overline{X}_1}$ s-a notat momentul de încovoiere în jurul axei (*2—2*) produs de încărcarea unitară $\overline{X}_1$. Analog:

Deplasarea după direcția lui $\overline{X}_2$

$$\delta_{\overline{X}_2}=-\frac{P_yR^3(\pi^2-8)}{4\pi EI_2}.$$

Rotirea după direcția lui $\overline{X}_3$

$$\varphi_{\overline{X}_3}=0$$

Rotirea după direcția lui $\overline{X}_4$

$$\varphi_{\overline{X}_4}=\frac{R}{4E}P_z(R+e)\left(\frac{1}{I'_p}+\frac{1}{I_1}\right).$$

Rotirea după direcția lui $\overline{X}_5$

$$\varphi_{\overline{X}_5}=-\frac{R^3P_x}{4EI_2}\,\frac{(\pi^2-8)(R+e)}{\pi L^2+4RL+\frac{\pi R^2}{2}}.$$

Deplasarea după direcția lui $\overline{X}_6$

$$\delta_{\overline{X}_6}=\frac{P_zR}{E}\left\{\frac{1}{2I'_p}\left(\frac{\pi L^2}{2}+4RL+\frac{3\pi R^2}{2}\right)+\frac{1}{4}\left[\pi eR\left(\frac{1}{I'_p}+\frac{1}{I_1}\right)-\frac{\pi R^2}{I_1}\right]-\right.$$

$$\left.-\frac{\frac{1}{I'_p}\left(\frac{\pi L}{2}+2R\right)+\frac{1}{I_1}\,\frac{\pi L}{2}}{\frac{1}{I'_p}+\frac{1}{I_1}}\left[\frac{L}{2}\left(\frac{1}{I'_p}+\frac{1}{I_1}\right)+\frac{2R}{\pi}\,\frac{1}{I'_p}\right]\right\}.$$

Tabelul 5

Deplasare după axa:	Provine din:	Expresia analitică	Valoarea numerică (cm)	Valoarea numerică în μ/kgf
X	$\delta_{\overline{X}_1}+\varphi_{\overline{X}_5}\cdot l$	$\frac{P_x R^3}{4EI_2\left(\pi L^2+4RL+\frac{\pi R^2}{2}\right)}\left\{\pi^2L^2+4\pi RL+\right.$ $\left.+\frac{R^2}{4}(3\pi^2-16)-(\pi^2-8)[(R+e)l-eR]\right\}$	$\frac{P_x\cdot 3^3}{4\cdot 2{,}1\cdot 10^6\cdot 0{,}3\left(3{,}14\cdot 7{,}25^2+4\cdot 3\cdot 7{,}25+\frac{3{,}14\cdot 3^2}{2}\right)}\left\{3{,}14^2\cdot 7{,}25^2+\right.$ $+4\cdot 3{,}14\cdot 7{,}25\cdot 3+\frac{3^2}{4}(3\cdot 3{,}14^2-16)-(3{,}14^2-8)[(3+5{,}5)\,27{,}5-$ $\left.-5{,}5\cdot 3]\right\}=16{,}7\cdot 10^{-6}P_x$ cm	0,167
Y	$\delta_{\overline{X}_3}$	$\frac{P_y R^3(\pi^2-8)}{4\pi EI_2}$	$\frac{P_y\cdot 3^3(3{,}14^2-8)}{4\cdot 3{,}14\cdot 2{,}1\cdot 10^6\cdot 0{,}3}=6{,}45\cdot 10^{-6}P_y$ cm	0,0645
Z	$\delta_{\overline{X}_6}+\varphi_{\overline{X}_4}\cdot l$	$\frac{P_z R}{4EI'_p}\left\{-\frac{R}{\pi}[R(3\pi^2-16)+\pi^2\cdot e]+\right.$ $\left.+\pi(R+e)\,l\right\}$	$\frac{P_z\cdot 3}{4\cdot 2{,}1\cdot 10^6\cdot 0{,}446}\left\{-\frac{3}{3{,}14}[3(3\cdot 3{,}14^2-16)+3{,}14^2\cdot 5{,}5]+\right.$ $\left.+3{,}14(3+5{,}5)\,27{,}5\right\}=515\cdot 10^{-6}P_z$ cm	5,15

unde: $I_1=\frac{bh^3}{12}=\frac{0{,}8\cdot 7^3}{12}=22{,}9$ cm^4; $I_2=\frac{hb^3}{12}=\frac{7\cdot 0{,}8^3}{12}=0{,}3$ cm^4; $I'_p=K\frac{G}{E}hb^3=0{,}313\cdot 0{,}4\cdot 7\cdot 0{,}8^3=0{,}446$ cm^4

In cazul deplasării $\delta_{\overline{X}_6}$ ținînd cont că :

$$\frac{I'_p}{I_1} = \frac{K\frac{G}{E}hb^3}{\frac{bh^3}{12}} = \frac{0{,}311\,\frac{850\,000}{2\,100\,000}\,7\cdot 0{,}8^3}{\frac{0{,}8\cdot 7^3}{12}} \cong 0{,}02$$

se pot neglija termenii ce au ca factor pe $\frac{1}{I_1}$ obținînd pentru $\delta_{\overline{X}_6}$ expresia mai simplă :

$$\delta_{\overline{X}_6} = \frac{P_z R^2}{4\pi E I'_p}\left[R(3\pi^2 - 16) + \pi^2 e\right]$$

Avînd calculate mărimile deplasărilor și a rotirilor secțiunii A (fig. 2), se pot determina deplasările rezultante ale punctului B după direcțiile X, Y, Z ținînd cont în cazul rotirilor și de lungimea brațului l al tijei.

Rezultatele obținute sînt concentrate în tabelul 5.

3. VERIFICAREA EFORTURILOR MAXIME

Dacă se neglijează solicitarea produsă asupra barei de momentul încovoietor în jurul axei mici a secțiunii ($1-1$), neglijarea justificată de valoarea mare a momentului de inerție în raport cu această axă (rămîne de analizat solicitarea produsă de momentul de încovoiere în jurul axei mari a secțiunii ($2-2$) și de momentul de torsiune în jurul axei barei ($3-3$).

Înlocuind în expresiile lui M_{irez_2} și M_{trez} valorile lui $X_1, X_2, \ldots, X_6$ calculate pentru $L=7{,}25$ cm și $R=3$ cm se obține :

$$M_{i\,rez_2} = (0{,}92 - 1{,}5\cos\varphi - 1{,}38\sin\varphi)P_x + (-0{,}956 + 1{,}5\sin\varphi)P_y$$

$$M_{t\,rez} = (1{,}925\sin\varphi + 4{,}25\cos\varphi - 1{,}5)P_z .$$

Deoarece secțiunea este dreptunghiulară, efortul tangențial unitar datorită răsucirii, admite valori maxime în mijlocul laturii mari a secțiunii, acolo unde și efortul unitar normal σ datorită încovoierii în jurul axei mari admite valori maxime. Pe baza teoriei a III-a de rezistență, se va determina secțiunea definită prin unghiul φ^* în care expresia :

$$\sigma^2_{ech} = \left[\frac{M_{irez_2}}{\frac{I_2}{\frac{b}{2}}}\right]^2 + 4\left[\frac{M_{trez}}{W_p}\right]^2 = \left(\frac{b}{2I_2}\right)^2 (M_{irez_2})^2 + 4\left(\frac{1}{W_p}\right)^2 (M_{trez})^2$$

unde $W_p = \alpha h b^2$, are valoare maximă.

Dacă se fac înlocuirile numerice se obține :

$$\sigma^2_{ech} = 1{,}78[(0{,}92 - 1{,}5\cos\varphi - 1{,}38\sin\varphi)P_x + (0{,}956 + 1{,}5\sin\varphi)P_y]^2 +$$

$$+ 2{,}08[(1{,}925\sin\varphi + 4{,}25\cos\varphi - 1{,}5)P_z]^2$$

Deoarece analitic este dificil de studiat se dau diferite valori unghiului φ, se calculează valoarea parantezelor, urmînd să se stabilească apoi pe baza datelor obținute, secțiunea în care se află valoarea maximă pentru σ_{ech}.

În tabelul 6 sînt date valorile lui $M_{t\,rez_2}$ și $M_{t\,rez}$ în funcție de unghiul φ.

Tabelul 6

φ	sin φ	cos φ	$M_{t\,rez_2}$	$M_{t\,rez}$
0	0	1	$-0{,}58\,P_x-0{,}96\,P_y$	$2{,}75\,P_z$
20	0,342	0,936	$-0{,}96\,P_x-0{,}447\,P_y$	$3{,}16\,P_z$
40	0,643	0,766	$-1{,}12\,P_x$	$3{,}01\,P_z$
60	0,866	0,5	$-1{,}02\,P_x+0{,}33\,P_y$	$2{,}29\,P_z$
80	0,984	0,174	$-0{,}70\,P_x+0{,}52\,P_y$	$1{,}13\,P_z$
90	1	0	$-0{,}46\,P_x+0{,}54\,P_y$	$0{,}425\,P_z$
100	0,984	−0,174	$-0{,}18\,P_x+0{,}52\,P_y$	$-0{,}35\,P_z$
120	0,866	−0,5	$0{,}48\,P_x+0{,}33\,P_y$	$-1{,}96\,P_z$
140	0,643	−0,766	$1{,}18\,P_x$	$-3{,}52\,P_z$
160	0,342	−0,939	$1{,}86\,P_x-0{,}447\,P_y$	$-4{,}83\,P_z$
180	0	−1	$2{,}42\,P_x-0{,}96\,P_y$	$-5{,}75\,P_z$

Din tabelul 6 se poate observa imediat că secțiunea cea mai solicitată este cea definită prin $\varphi^*=180°$, preponderent fiind M_{trez}. Știind că în mod curent:

$$P_x=0{,}25 \sim 0{,}35\,P_z$$

$$P_y=0{,}35 \sim 0{,}45\,P_z$$

se obține pentru σ_{ech} valoarea:

$$\sigma_{ech}=\sqrt{1{,}78\,(2{,}42\cdot 0{,}3\,P_z-0{,}96\cdot 0{,}4\,P_z)^2+2{,}08\,(-5{,}75\,P_z)^2}=8{,}26\,P_z.$$

Deoarece valoarea limitei de elasticitate la OL 50 este cca 2 800 kgf/cm, solicitarea maximă de 2 475 kgf/cm^2, care corespunde domeniului maxim de 300 kgf pentru P_z poate fi considerată admisibilă.

4. CONCLUZII

a) Analizînd expresiile deformațiilor (tabelul 5) se observă că sensibilitatea este maximă după direcția forței principale de așchiere P_z fiind mult mai mică după direcția lui P_x și mai ales după cea a lui P_y. Datorită faptului că în problemele de așchiere interesează în mod deosebit forța principală de așchiere P_z, valoarea mai mare a sensibilității după această direcție este convenabilă.

Această sensibilitate mare atrage după sine o îngustare a domeniului de măsurare neputîndu-se depăși forțe de 200 ... 250 kgf la o valoare minimă a amplificării de 500 ori ce se poate realiza în cazul sistemelor cu traductori pneumatici. Pentru lărgirea domeniului de măsurare și creșterea în același timp a sensibilității după direcția lui P_x, care este relativ mică la un al doilea dinamometru s-a procedat la micșorarea excentricității „e" de la valoarea de 55 mm la valoarea de 35 mm cît a fost posibil din punct de vedere constructiv. De asemenea pentru micșorarea lui σ_{ech}, avînd în vedere că domeniul de măsurare se va mări, se mărește dimensiunea h a dinamometrului de la 70 mm la 80 mm și dimensiunea b a secțiunii dinamometrului de la 8 mm la 8,5 mm. Prin aceasta se reduce sensibilitatea după direcția lui P_z cu 44,5% adică are valoarea de 2,86 μ/kgf crescînd în mod corespunzător și domeniul de măsurare care ajunge la cca. 500 kgf. Cu această valoare a forței de așchiere P_z se utilizează întreaga putere a strungului S3 la viteze economice de prelucrare. Din expresia deformației după X rezultă că sensibilitatea după această direcție, prin reducerea excentricității „e" și modificarea dimensiunilor secțiunii la valorile precizate anterior scade cu 14,4% adică are valoarea de 0,143 μ/kgf.

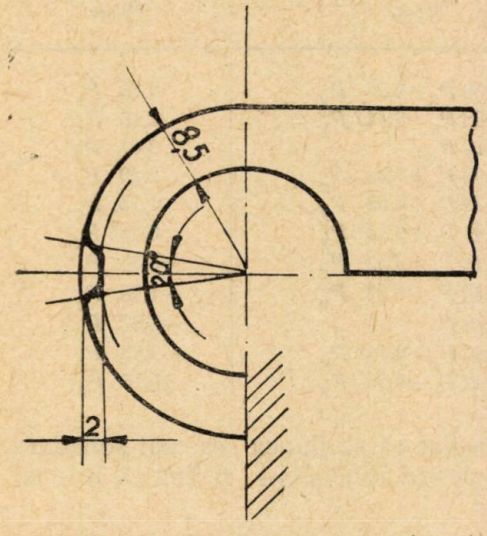


Fig. 5. Schema modificării secțiunii elementului elastic, în vederea creșterii sensibilității după direcția forței P_y.

Întrucît sensibilitatea după direcția lui P_y este mică, pentru mărirea ei s-a procedat la micșorarea secțiunii în zona $\varphi = 80°$ pînă la $\varphi = 100°$, zonă în care influența lui P_y asupra deformației după Y este maximă, iar influența celorlalte două forțe, P_x și P_y după direcțiile X, Y este minimă (a se vedea variația momentelor în funcție de φ — tabelul 6).

Prin reducerea secțiunii în modul indicat în figura 5 se realizează o creștere a sensibilității după direcția Y cu aproximatix 20% fără a influența practic sensibilitatea după celelalte două direcții. Ținînd cont de micșorarea excentricității „e" valorile momentelor încovoietoare și de torsiune rezultante au expresiile :

$$M_{i\,rez_2} = (0{,}7 - \sin\varphi - 1{,}5\cos\varphi)P_x + (-0{,}96 + 1{,}5\sin\varphi)P_y$$

$$M_{t\,rez} = (1{,}925\sin\varphi + 2{,}25\cos\varphi - 1{,}5)P_z$$

Pentru $\varphi = 180°$ σ_{ech} are valoarea :

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\left(\frac{0{,}85}{2 \cdot \frac{8 \cdot 0{,}85}{12}}\right)^2 (2{,}2 \cdot 0{,}3 P_z - 0{,}96 \cdot 0{,}4 P_z)^2 + 4 \left(\frac{1}{0{,}311 \cdot 8 \cdot 0{,}85^2}\right)^2 (3{,}75 P_z)^2} =$$

$$= 4{,}19 P_z \text{ kgf/cm}^2.$$

Solicitarea maximă corespunzătoare valorii $P_z = 500$ kgf este de 2 095 kgf/cm^2.

b) Expresiile stabilite în lucrare pentru deformațiile după cele trei direcții ale forțelor de așchiere precum a solicitărilor maxime suferite de elementul elastic sub acțiunea forțelor respective se pot utiliza la proiectarea tuturor dinamometrelor de tipul studiat, în funcție de sensibilitatea și domeniul de măsurare propuse.

BIBLIOGRAFIE

1. M. F. Poletika, *Pribori dlia izmerenia sil rezania i krutiașcih momentov*. Mașghiz, Moskva, 1963.

2. S. D. Ponomariov și colab., *Calculul de rezistență în construcția de mașini*. Ed. Tehnică, București, 1960.

3. A. Dreucean, Studiul, proiectarea, realizarea și etalonarea unui nou aparat pneumatic pentru măsurarea cotei peste dinți la roți dințate. Bul. I.P.T., Tom. 6 (20), Fasc. 2, 1961.

ПРИМЕЧАНИЯ ОТНОСИТЕЛЬНО ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ И ПРОЧНОСТИ НОВОГО ТИПА ДИНАМОМЕТРА С ПНЕВМАТИЧЕСКИМИ ДАТЧИКАМИ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ СОСТАВЛЯЮЩИХ СИЛЫ РЕЗАНИЯ ПРИ ОБТОЧКЕ

(РЕЗЮМЕ)

В работе излагается изучение и проектирование нового типа динамометра с пневматическими датчиками для измерения трех составляющих силы резания при обточке.

Устанавливаются выражения равнодействующей деформаций в направлении составляющих P_x, P_y, P_z силы резания.

Выведенные выражения дают возможность выбора размерных параметров динамометра таким образом, чтобы получить необходимые чувствительность и область измерений.

Используя полученные уравнения определяются главные размеры двух динамометров построенных в Лаборатории механической технологии Механического факультета в Тимишоре.

CONSIDÉRATIONS SUR LE CALCUL DE LA SENSIBILITÉ ET RÉSISTANCE D'UN CERTAIN TYPE DE DYNAMOMÈTRE À TRADUCTEURS PNEUMATIQUES POUR LE MESURAGE DES COMPOSANTES DE L'EFFORT DE COUPE AU TOURNAGE

(RÉSUMÉ)

On présente l'étude et l'établissement du projet d'un nouveau type de dynamomètre à traducteurs pneumatiques pour le mesurage de trois composantes de l'effort de coupe au tournage.

On établit les expressions des déformations résultantes selon les directions des composantes P_x, P_y, P_z de l'effort de coupe.

Les expressions établies permettent de choisir les paramètres dimensionnels de manière à obtenir la sensibilité et le domain de mesurage imposés.

En utilisant les relations obtenues on établit les principales dimensions pour 2 dynamomètres réalisés dans le Laboratoire de Technologie mécanique de la Faculté de Mécanique de Timişoara.

CONTRIBUȚIE LA STUDIUL REGIMULUI DE SCURGERE IN CAMERELE SPIRALE DE SECȚIUNE DREPTUNGHIULARĂ

DE

I. FITERO

1. INTRODUCERE

Camera spirală constituie o parte deosebit de importantă în funcționarea mașinilor hidraulice. Ea este azi nelipsită în construcția pompelor centrifuge și a turbinelor Francis și Kaplan de puteri mijlocii și mari. Fiind sediul unor importante transformări energetice, camerele spirale sînt totodată și importante surse de pierderi. Astfel unele încercări experimentale efectuate asupra pompelor au arătat că pierderile în camera spirală sînt mai mari ca în rotor, ele ajungînd pînă la 10—20% [2] și [7]. Ca urmare camera spirală determină în mare măsură alura curbei randamentului hidraulic al pompelor și deci poziția punctului optim de funcționare al acestora.

Ținînd seama de rolul important al camerei spirale în funcționarea pompelor și de faptul că problema scurgerii nu a fost încă complet lămurită, ne-am propus în lucrarea de față studiul cîmpului hidrodinamic din interiorul ei.

2. DESCRIEREA CAMEREI SPIRALE ȘI A STAȚIUNII DE LUCRU

Pentru a nu repeta experiențele întreprinse de alți cercetători care au folosit camera spirală clasică, s-a imaginat o cameră specială, caracterizată prin:

— formă constructivă simplificată;

— posibilitatea explorării în bune condițiuni a cîmpului de presiuni și viteze;

— posibilitatea vizualizării și filmării curentului din interiorul acesteia.

Dimensiunile de gabarit, secțiunea și aspectul general al camerei spirale realizate sînt prezentate în figurile 1 și 2, *a*, *b*.

Secțiunea camerei este dreptunghiulară, cu lățimea constantă $b=75$ mm și unghiul de înfășurare de $\varphi=360°$.

La calculul hidraulic al camerei spirale s-a admis ipoteza repartiției uniforme a debitului pe circomferință, secțiunea variind liniar în funcție de unghiul de înfășurare.

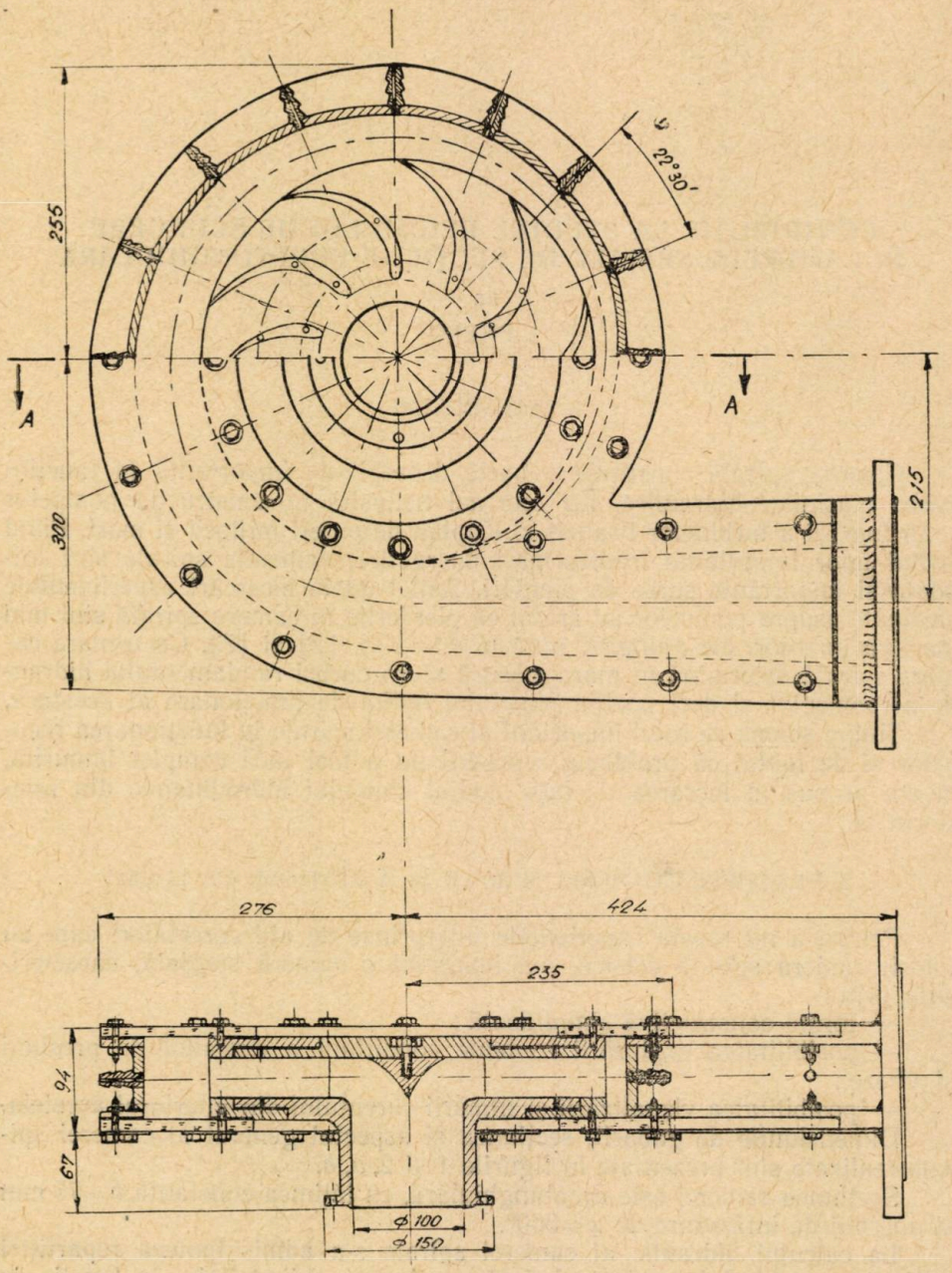
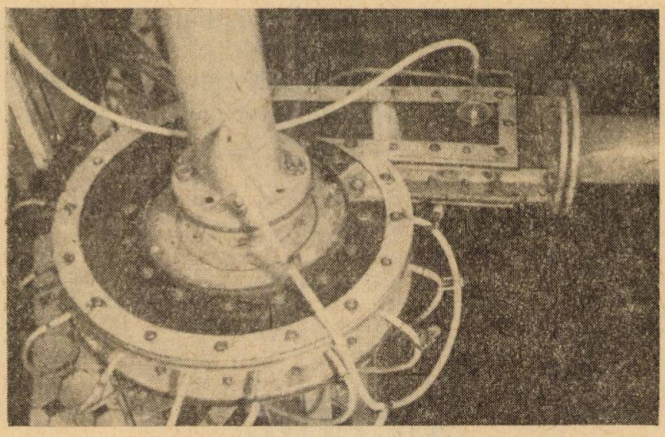
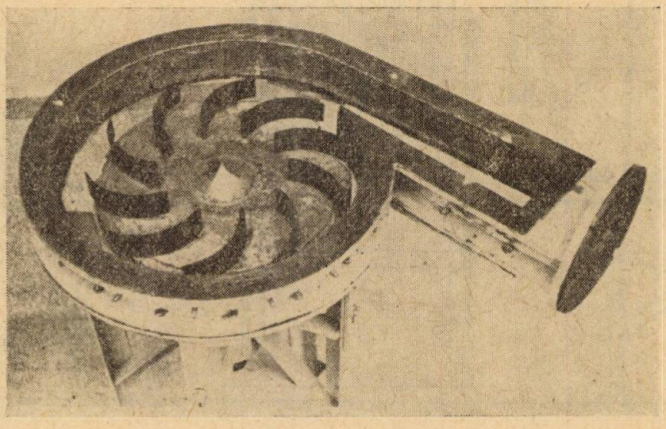


Fig. 1. Secţiune în camera spirală utilizată.



a



b

Fig. 2. Camera spirală :
a — vedere de ansamblu; *b* — interiorul camerei cu paletajul director.

Datorită faptului că forma secțiunii a fost aleasă dreptunghiulară cu lățimea constantă, a rezultat o variație liniară a lungimii dreptunghiului în funcție de unghiul de înfășurare, după cum urmează :

$\varphi°$	$\frac{\pi}{8}$	$\frac{\pi}{4}$	$\frac{3\pi}{8}$	$\frac{\pi}{2}$	$\frac{5\pi}{8}$	$\frac{3\pi}{4}$	$\frac{7\pi}{8}$	π	$\frac{9\pi}{8}$	$\frac{5\pi}{4}$	$\frac{11\pi}{8}$	$\frac{3\pi}{2}$	$\frac{13\pi}{8}$	$\frac{7\pi}{4}$	$\frac{15\pi}{8}$	2π
a mm	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80

Camera spirală concepută prezintă particularitatea că nu are rotor, rolul acestuia în creierea cîmpului hidrodinamic fiind preluat de un aparat director. Acesta constă din 10 palete curbate, care permit dirijarea curentului

de lichid la intrarea în cameră sub diferite unghiuri. Poziția unghiului dorit poate fi realizată prin intermediul unor știfturi ce pătrund în orificiile corespunzătoare practicate pe fața frontală a paletelor și pe discul de bază.

Schema de principiu a stațiunii experimentale folosite este redată în fig. 3.

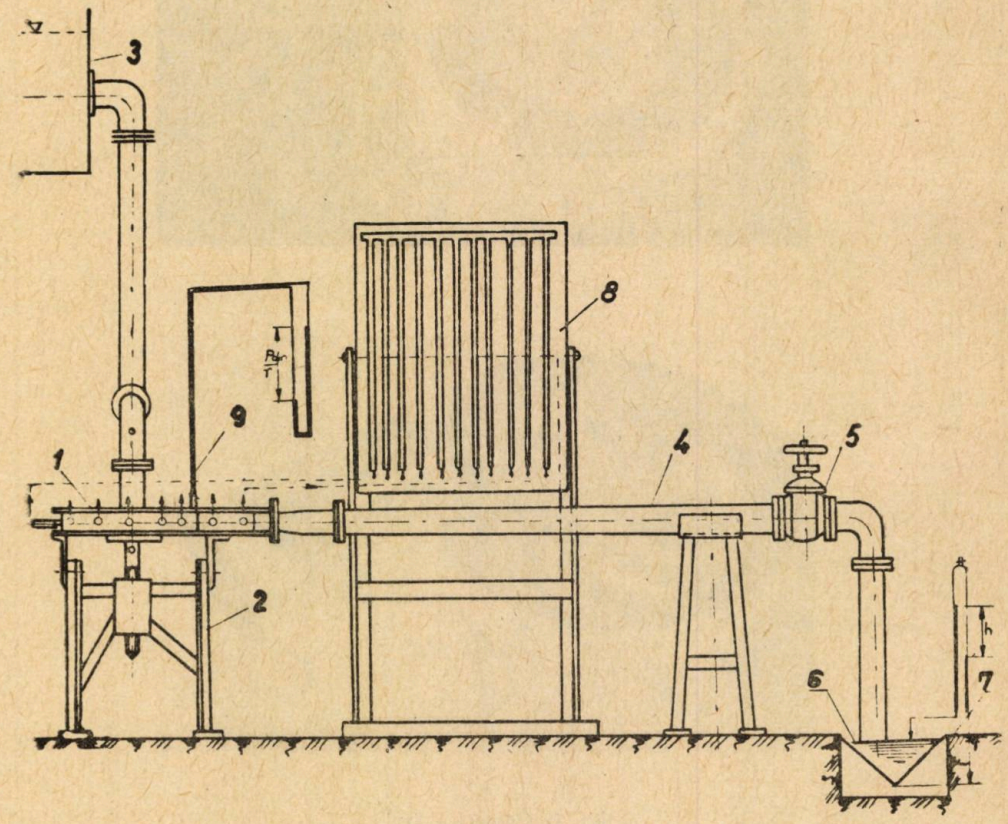


Fig. 3. Schema stațiunii de lucru.

Camera spirală (*1*) plasată pe un suport metalic deplasabil în plan vertical (*2*) este alimentată de la un rezervor de cotă constantă (*3*), care la rîndul lui primește alimentare de la o pompă auxiliară. Din camera spirală apa este evacuată printr-o conductă orizontală (*4*), controlată de vana (*5*), în canalul cu fața liberă (*6*). Debitul evacuat la diferite regimuri de funcționare s-a măsurat cu ajutorul unui deversor triunghiular etalonat (*7*). Citirea înălțimei pînzei deversante s-a făcut la un piezometru diferențial.

Pentru explorarea cîmpului de presiuni și viteze din camera spirală, stațiunea a fost completată cu o baterie de piezometre (*8*) și cu o serie de microsonde (*9*).

3. DISTRIBUȚIA PRESIUNILOR

Presiunea statică în camera spirală este unul din factorii principali care determină debitul și repartiția curentului de lichid la ieșirea acestuia din rotor. În cazul în care presiunea statică este uniform distribuită atunci debitele de apă ieșind din diferitele puncte ale rotorului vor fi egale. În caz contrar fiecare parte din circomferința rotorului ajunge în mișcarea sa în domenii de presiuni diferite. Astfel, la un moment dat, o parte din circomferința rotorului ajunge în zona presiunii minime, unde viteza meridională respectiv debitul au valori maxime, iar în momentul următor în domeniul presiunii maxime, unde viteza meridională și debitul sînt minime. Așadar fiecare punct de pe periferia rotorului se află la un moment dat în alte condiții de funcționare, ceea ce creează o forță radială care încarcă lagărele [2] și [3].

Rezultă că repartiția presiunii statice de-a lungul periferiei rotorului influențează atît funcționarea cît și viața pompei.

Din această cauză prima problemă care ne-a preocupat în cadrul acestei lucrări a fost aceea a stabilirii repartiției presiunii statice în camera spirală. În acest scop de-a lungul camerei, în planul median al acesteia, au fost practicate 17 prize de presiune, dispuse simetric la distanța unghiulară de 22°30′ una de alta.

Măsurarea presiunilor s-a făcut la diferite regimuri de funcționare, respectiv pentru diferite valori ale debitului vehiculat prin cameră. Alura curbelor obținute este redată în fig. 5.

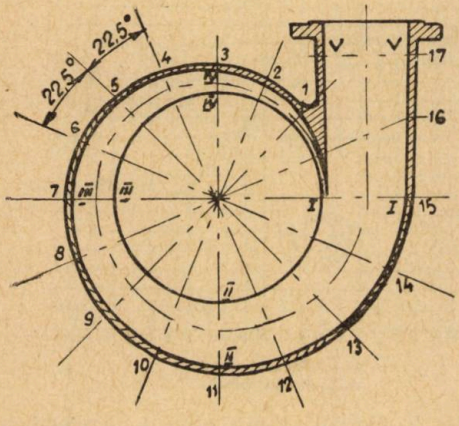


Fig. 4. Poziția prizelor de presiune și a secțiunilor de măsurare.

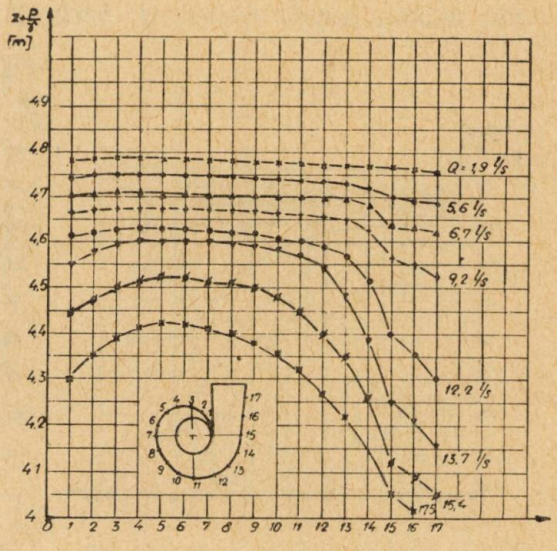


Fig. 5. Variația presiunii statice de-a lungul peretelui camerei spirale.

Din analiza rezultatelor obținute se constată o influență sensibilă a debitului de lucru asupra presiunii statice. Astfel, pentru debite mici — pînă la 9,2 l/s — se observă o ușoară creștere a presiunii statice pînă în dreptul prizei (*3*), urmată de o zonă maximă destul de plată, pentru ca apoi să descrească continuu.

Pentru valori mai mari ale debitului panta curbelor devine mai abruptă, iar maximul se deplasează spre prizele (*4*), respectiv (*5*).

Făcînd o comparație aproximativă a acestor curbe cu cele obținute pe camere spirale clasice [1], [2], [4], [6], cu rotorul în funcțiune, se desprind următoarele observații :

— familiile curbelor de presiune statică sînt mai plate, indicînd o distribuție mai uniformă a presiunilor în camera aleasă și în ipoteza folosirii acesteia fără rotor ;

— alura curbelor de presiune statică obținute, în special pentru valori mari ale debitului, se apropie foarte mult de aceea obținută pe camera inelară [5].

Explicația, așa cum se va arăta mai departe, constă în debitul de reîntoarcere care ia naștere în zona limbii camerei.

In afară de presiunea statică măsurată la nivelul peretelui exterior al camerei spirale s-a mai determinat presiunea statică de-a lungul liniei mediane a camerei și în imediata vecinătate a aparatului director.

De asemenea s-a determinat distribuția presiunii totale în lungul liniei mijlocii a camerei și la ieșirea din aparatul director.

Pentru a ilustra raportul în care se află presiunile totale cu cele statice măsurate la aceleași regimuri și în aceleași locuri, se dau comparativ valorile obținute pentru debitele $Q = 5{,}6$ l/s și $Q = 9{,}2$ l/s sub formă grafică.

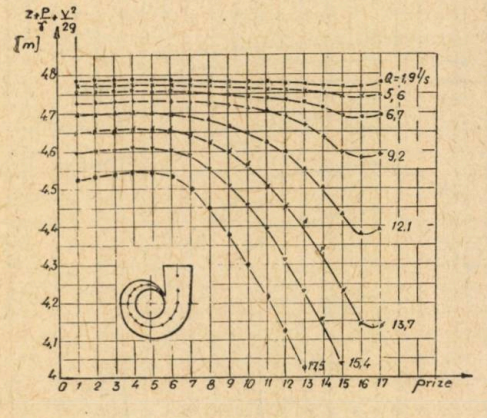


Fig. 6. Variația presiunii totale de-a lungul liniei mijlocii a camerei spirale.

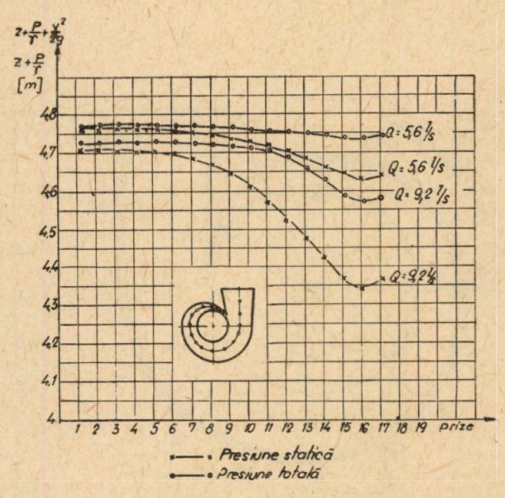


Fig. 7. Variația comparativă a presiunii totale și statice de-a lungul liniei mijlocii a camerei.

Analizînd toate aceste curbe se constată la debite mici o distribuție mai uniformă a presiunilor, iar pe măsură ce debitele cresc, crește și neuniformitatea presiunilor. Prin modificarea unghiului paletelor directoare alura curbelor a rămas aceeași, valorile presiunilor variind neesențial.

4. DISTRIBUȚIA VITEZELOR

Pentru cunoașterea cîmpului hidrodinamic din camera spirală a fost necesară și măsurarea vitezelor.

În acest scop s-au folosit microsonde, formate din canale de puncție, de formă cilindrică și cu diametrul destul de mic — $d = 1{,}6$ mm — pentru a nu produce perturbarea curentului din cameră. Etalonarea acestor microsonde s-a făcut ca în lucrarea [8].

Secțiunile I—I ; II—II ; III—III ; IV—IV și V—V în care s-a explorat cîmpul de viteze sînt arătate în fig. 3. Pentru introducerea sondelor s-au

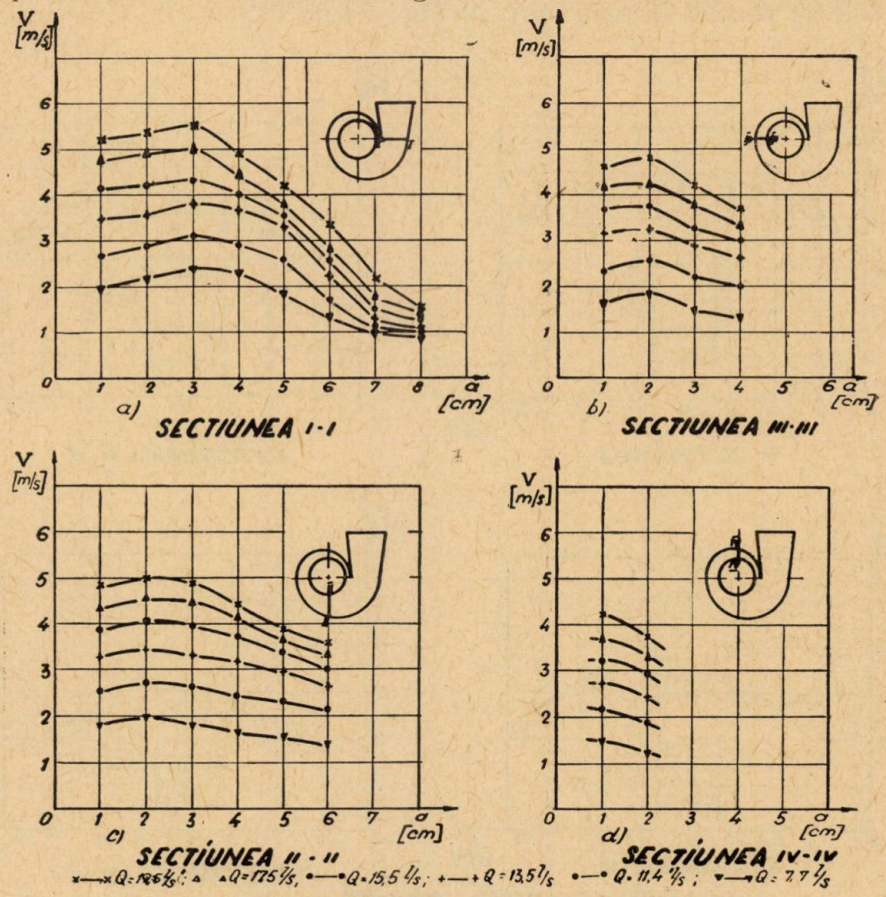


Fig. 8. Variația vitezei absolute cu deschiderea camerei spirale:
a — în secțiunea I—I; *b* — în secțiunea II—II; *c* — în secțiunea III—III; *d* — în secțiunea IV—IV.

practicat o serie de orificii atît în peretele frontal al camerei, cît și în discul de plexiglas de deasupra. Prin orificiile din peretele frontal s-a determinat mărimea vitezei în mai multe puncte, distanța între două puncte consecutive fiind de 10 mm. Rezultatele măsurătorilor pentru diferite valori ale debitului sînt concretizate sub formă de grafic în fig. 8, *a, b, c, d.*

Din analiza acestora reiese că valorile cele mai mari ale vitezelor sînt în secțiunea de calcul (secțiunea I—I) și că ele scad treptat de-a lungul camerei spirale atingînd valorile minime în zona limbii (secțiunea IV—IV).

S-a observat de asemenea că viteza, chiar la un același debit, nu rămîne constantă în lungul secțiunii. Ea are o valoare maximă la intrarea în cameră și scade progresiv odată cu apropierea punctului de măsurare de peretele frontal al camerei.

Pe lîngă aceste măsurători s-a studiat felul cum variază mărimea și direcția vitezei în imediata apropiere a aparatului director în funcție de lățimea camerei. Măsurătorile s-au făcut pentru fiecare din cele patru secțiuni în cîte opt puncte, distanța între ele fiind tot de 10 mm.

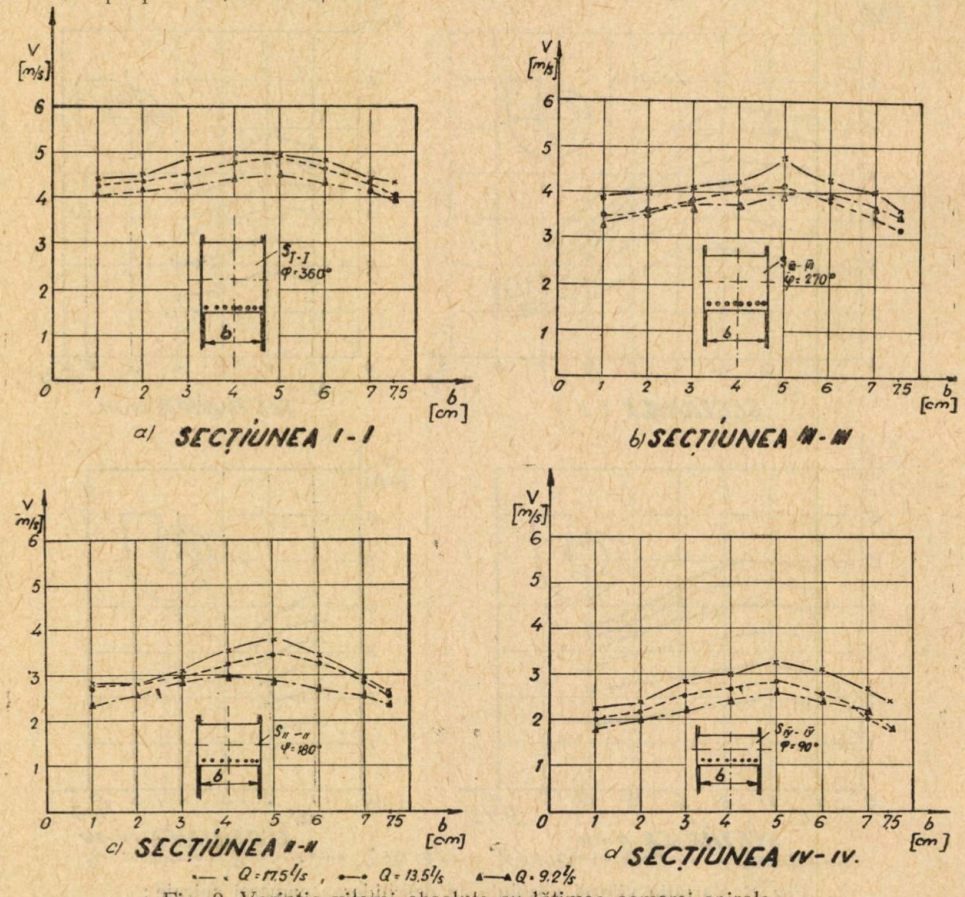


Fig. 9. Variația vitezei absolute cu lățimea camerei spirale:
a — în secțiunea I—I; *b* — în secțiunea II—II; *c* — în secțiunea III—III; *d* — în secțiunea IV—IV.

În fig. 9, *a*, *b*, *c*, *d* sînt prezentate variațiile vitezelor absolute în secțiunile amintite pentru trei regimuri de funcționare : $Q_1 = 9{,}2$ l/s ; $Q_2 = 13{,}5$ l/s și $Q_3 = 17{,}5$ l/s. După cum rezultă din grafic vitezele absolute sînt distribuite neuniform și de-a latul camerei. Valoarea maximă corespunde cu aproximație planului median al camerei, apoi ea scade în amîndouă părțile pe măsură ce se apropie de pereții camerei.

Cunoscîndu-se pentru aceste puncte și direcția vitezei s-a putut trece în continuare la determinarea componentelor tangențiale și radiale.

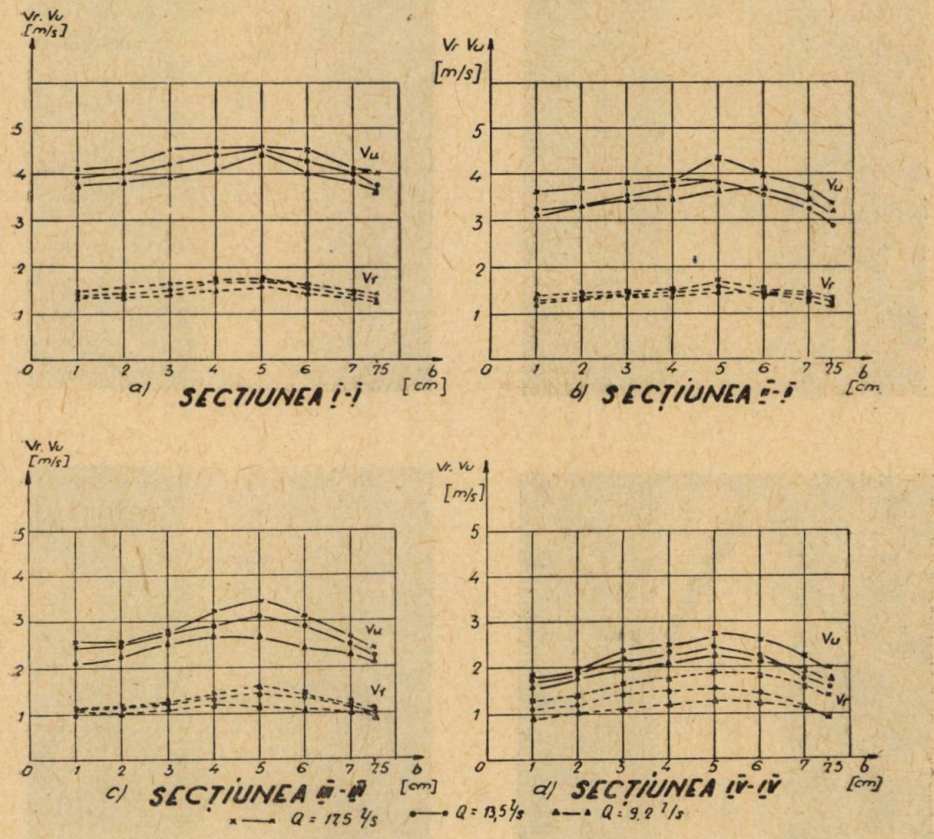
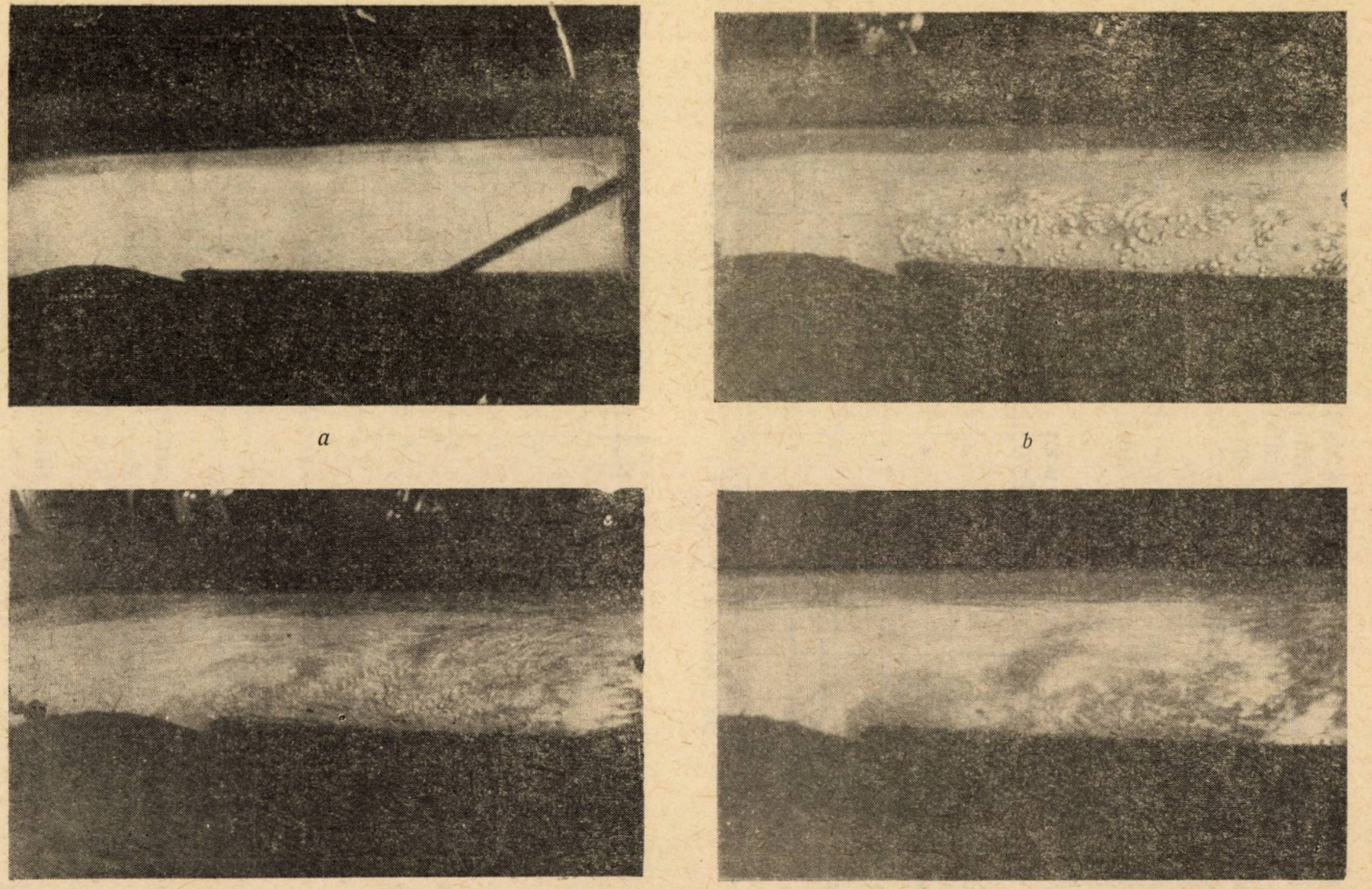


Fig. 10. Variația vitezei tangențiale (V_u) și radiale (V_r) cu lățimea camerei spirale : *a* — în secțiunea I—I; *b* — în secțiunea II—II; *c* — în secțiunea III—III; *d* — în secțiunea IV—IV.

Din graficul rezultat se constată următoarele :

— alura componentelor tangențiale și radiale rămîne aceeași indiferent de regimul de lucru : valori minime în apropierea pereților și maxime spre mijlocul lățimii ;

— vitezele tangențiale scad continuu de la secțiunea de calcul înspre zona limbii pentru oricare debit ;



a *b*

c *d*

Fig. 11. Aspecte ale mișcării curentului de lichid în zona limbii camerei pentru debitele:
a — Q= 9,2 l/s; *b* — Q=11,4 l/s; *c* — Q=13,5 l/s; *d* — Q=17,5 l/s.

— vitezele radiale se comportă asemănător numai pentru debite relativ mici. La debite mari ($Q = 17{,}5$ l/s) vitezele radiale scad progresiv numai pînă în dreptul secțiunii III—III, pentru a crește apoi în secțiunea IV—IV. Ca urmare o parte din curentul de lichid aflat în zona limbii nu mai parcurge întreaga lungime a camerei, ci schimbînd de direcție pătrunde direct în difuzorul camerei, ocolind secțiunea de calcul. La întîlnirea curentului de reîntoarcere cu curentul principal din cameră apar vîrtejuri caracteristice. Acest lucru a fost pus în evidență prin simpla vizualizare și prin fotografierea curentului în zona limbii, după ce în prealabil s-a introdus în curentul din camera spirală aer sub presiunea de cca 1 atm. Pentru valori mici ale debitului acest fenomen n-a mai însoțit scurgerea.

CONCLUZII

Din rezultatele încercărilor descrise mai sus se desprind următoarele concluzii :

1. Camera spirală simplificată a corespuns scopului urmărit ea permițînd explorarea și vizualizarea cîmpului hidrodinamic din interiorul ei.

2. Deși camera spirală a fost proiectată în ipoteza repartiției uniforme a debitului pe circomferință, acest lucru nu a fost confirmat prin măsurătorile efectuate. Atît distribuția presiunilor cît și a vitezelor la intrarea în cameră prezintă o oarecare neuniformitate. Menționăm însă că aceasta este mai mică decît în cazul camerelor spirale clasice, cu rotor.

3. Neuniformitatea presiunilor și vitezelor crește odată cu mărirea debitului de lucru.

BIBLIOGRAFIE

1. A. Ergin, Étude des volutes spirales des pompes centrifuges, en tenant compte de la répartition des pressions statiques. Houille Blanche 6, 1958, Grenoble, p. 639—660.
2. F. A. Bogniţkaia, Issledovania rabocih organov nasosov dlia vzveşennîh veşcestvî. Trudî VIGM, XXIV, Moskva, 1959, p. 38—76.
3. M. Nechleba, The water flow in spiral casings of hydroturbines. Acta technica, 1960, p. 111—123.
4. H. Farkas, I. Fodor, K. Foti, A. Kozik, Statische Druckverteilung am Umfang des Spiralgehäuses von Kreiselpumpen. Periodica Polytechnica, VI, 1962, Budapest, p. 223—230.
5. A. Bărglăzan, F. Gyulai, A. Anghel, Cercetări experimentale asupra comportării camerei inelare la pompele centrifuge. Studii și cercetări, Științe tehnice, Tom. VII, 1960, Timișoara, p. 197—207.
6. A. Bărglăzan, M. Popoviciu, V. Lavrinenco, Studiul regimului de scurgere în camera spirală. Buletinul științific și tehnic, I.P.T., 1961, Timișoara, p. 69—76.
7. M. Popoviciu, I. Fitero, Contribuții la relațiile de proiectare ale camerelor spirale de secțiune circulară. Comunicările Conferinței de mașini hidraulice, 1964, Timișoara, p. 271—280.
8. M. Popoviciu, V. Lavrinenco, Contribuții la construcția unor microsonde. Buletinul științific și tehnic al I.P.T., Tom. 5, 1960, Timișoara, p. 61—64.

К ИЗУЧЕНИЮ РЕЖИМА ТЕЧЕНИЯ В СПИРАЛЬНЫХ КАМЕРАХ ПРЯМОУГОЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ

(РЕЗЮМЕ)

Спиральные камеры имеют основную роль в работе гидравлических машин, являясь местом значительных энергетических превращений.

Теоретическое изучение спиральных камер встречает большие препятсвия благодаря сложености характера течения, из за чего теоретическая форма линий течения не соответствует их форме определенной экспериментально.

Исходя из этого замечания было произведено изучение течения через упрощенную спиральную прямоугольного сечения с постоянной шириной, осуществленную по Архимедовой спирали.

Ввиду того, что камера изучается отдельно от рабочего колеса, для моделирования потока на входе был установлен направляющий аппарат специальной формы.

При помощи микрозондов исследовались поля давлений и скоростей в различных сечениях спиральной камеры. Полученные значения сравниваются с теми-же значениями полученными в классической спиральной камере.

BEITRAG ZUM STUDIUM DES STRÖMUNGSZUSTANDES IN SPIRALGEHÄUSEN VON RECHTECKIGEM QUERSCHNITT

(ZUSAMMENFASSUNG)

Die Spiralgehäuse sind für den Betrieb der Wasserkraftmaschinen ausschlaggebend, da in diesen wichtige Energieumformungen vorkommen.

Das theoretische Studium der Spiralgehäuse ist wegen des komplexen Charakters der Strömung von grossen Schwierigkeiten bedingt, das zur Nichtübereinstimmung der Ausbildung der theoretischen Stromfäden mit denen experimentell bestimmten führt.

Von dieser Beobachtung ausgehend wurde das Studium der Strömung in einem vereinfachten Spiralgehäuse — rechteckiger Querschnitt mit konstanter Breite — und nach der Arhimede-Spirale konturiert angenommen.

Da das Spiralgehäuse ohne Laufrad untersucht wird, wurde zur Formgebung der Strömung beim Eintritt ein Leitrad von besonderer Form vorgesehen.

Mit einer Mikrosonde wurde das Druck- und Geschwindigkeitsfeld in verschiedenen Querschnitten des Spiralgehäuses abgetastet. Die erhaltenen Ergebnisse wurden durch Vergleich mit denen aus einem klassischen Spiralgehäuse erhaltenen ausgewertet.

O NOUĂ METODĂ ANALITICĂ PENTRU CALCULUL PARAMETRILOR CINEMATICI AI MECANISMELOR PLANE DE CLASA II-A. DETERMINAREA DEPLASĂRILOR

DE

F. KOVACS

1. INTRODUCERE

Studiul cinematicii mecanismelor plane — determinarea deplasărilor punctelor din elemente, a vitezelor și accelerațiilor acestora — se poate face prin două categorii de metode — grafice și analitice.

Metodele grafice de studiu, dezvoltate în mod deosebit de școala germană de Teoria mecanismelor și mașinilor rezolvă integral sau parțial problemele puse cu ajutorul unor construcții geometrice. Avantajul acestor metode constă în caracterul lor expeditiv, inginieresc, cît și în faptul, că rezultatele calculului se obțin sub forme care permit intuirea ușoară a însăși funcționării mecanismului respectiv, (desenul traiectoriilor diferitelor puncte, vectori-viteză și accelerație etc.). Totodată însă, aceste rezultate au precizia limitată de precizia construcțiilor geometrice folosite pentru obținerea lor. Ea corespunde preciziei calculului cu rigla de calcul.

În cazul cînd se cere efectuarea studiului cu o precizie mărită, se recurge la folosirea unor metode de studiu analitice. Folosind aceste metode, rezultatele se obțin cu precizia inițial impusă de cel ce efectuiază studiul.

Metodele analitice se caracterizează printr-un volum mare de operații matematice de efectuat. Chiar la cele mai simple mecanisme, legăturile funcționale dintre parametrii cinematici urmăriți și variabila independentă aleasă sînt implicite și de o formă complicată. Funcțiile care exprimă diferiții parametrii cinematici trebuie reprezentate grafic în majoritatea cazurilor, pentru sesizarea caracterului mișcării mecanismului, pierzîndu-se astfel parțial avantajul preciziei ridicate a calculului.

Cele de mai sus explică, de ce pînă în ultima vreme, metodele grafice de studiu al cinematicii mecanismelor au fost folosite cu preponderență.

Creșterea gradului de precizie cerut în funcționarea mecanismelor, pe de o parte, creșterea importantă a gradului de automatizare a operațiilor de calcul, prin introducerea calculatoarelor electronice, pe de altă parte, au determinat mai nou o revalorificare a metodelor de studiu analitice, dezvoltarea unor noi metode.

Astfel în lucrările profesorului W. Meyer zur Capellen [1], [2], [3], H. Rankers [4], E. P. Pollit [5], V. A. Anilovici [6[, au fost elaborate metode de studiu al cinematicii unor mecanisme cu bare articulate pe baza seriilor armonice complexe. R. C. Bogdan, în lucrările [7], [8], [9] a reușit să dea o extindere acestor metode la studiul mecanismelor de clasa II-a — elaborînd relații pentru studiul cinematicii grupelor cinematice din care se compun aceste mecanisme.

În țara noastră, au mai fost elaborate un număr important de metode analitice de studiu, ca spre exemplu metoda accelerațiilor reduse, metoda matricial-tensorială, metoda tangențială, de către colectivul condus de prof. D. Mangeron [10[, [11], metoda sistemelor conjugate a prof. R. Voinea, conf. M. Atanasiu [12].

Prezenta lucrare își propune să contribuie la dezvoltarea metodelor analitice de calcul, găsind modalități de folosire a unor relații pentru determinarea deplasărilor elementelor, ușor de programat la calculatoare electronice. La stabilirea metodei prezente, s-a pornit de la prezentarea mai directă în relații matematice a mișcării elementelor componente ale mecanismului, dar totuși apropiate de gîndirea inginerului proiectant.

2. DETERMINAREA DEPLASĂRILOR PUNCTELOR DIN ELEMENTELE MECANISMELOR

2.1. Grupa cinematică de clasa II-a, aspectul 1

Se consideră grupa cinematică ABC din fig. 1, legată de un mecanism de bază prin articulațiile A și B. Pentru pozițiile A_0, B_0 ale acestor articulații, fie φ_3 și φ_4 unghiurile care definesc poziția barelor AC și BC față de o direcție de referință aleasă arbitrar.

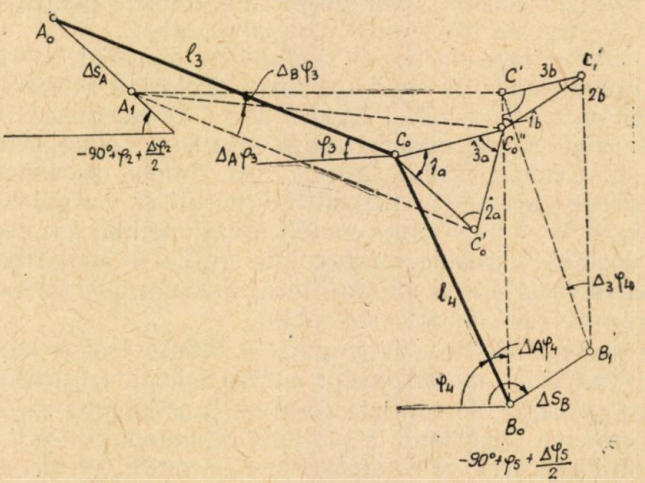


Fig. 1. Determinarea deplasărilor elementelor grupei cinematice de clasa a II-a aspectul 1.

Punctul A se deplasează din poziția A_0 în poziția A_1, la distanța ΔS_A iar B, din poziția B_0 în poziția B_1, la distanța ΔS_B, deplasările avînd înclinațiile $-90^\circ+\varphi_2+\frac{\Delta\varphi_2}{2}$ respectiv $-90^\circ+\varphi_5+\frac{\Delta\varphi_5}{2}$ față de direcția de referință. referință.

Pentru a determina poziția celor două elemente, corespunzătoare la A_1 și B_1, se consideră mișcarea descompusă în faze componente.

În prima fază, se imaginează punctul B imobilizat în poziția B_0. Bara *3* primește o mișcare de translație cu ΔS_A, pînă în poziția $\overline{A_1C_0'}$, apoi o mișcare de rotație în jurul punctului A_1, pînă în poziția $\overline{A_1C_0''}$. În același timp, elementul *4* se rotește în jurul punctului B_0, pînă în poziția $\overline{B_0C_0''}$.

În faza doua, se consideră A imobilizat în poziția A_1. Elementul *4* translatează cu Δ_3 din poziția $\overline{B_0C_0''}$ pînă în poziția $\overline{B_1C_0'}$. În același timp elementul *3* se rotește în jurul punctului A_1, pînă în poziția $\overline{A_1C_1}$.

Se formează triunghiurile $\triangle C_0C_0'C_0''$ și $\triangle C_0''C_0'C_1$. Cu ajutorul relațiilor dintre laturile și unghiurile acestor triunghiuri, se pot determina cantitățile cu care s-au modificat unghiurile de poziție ale elementelor *3* și *4* în timpul deplasării articulațiilor A și B.

Primei faze a mișcării îi corespunde triunghiul $\triangle C_0C_0'C_0''$, unghiurile în acest triunghi vor avea măsurile

$$\left.\begin{aligned}
\hat{1}a &= \varphi_2+\frac{\Delta\varphi_2}{2}-\varphi_4+\frac{\Delta_A\varphi_4}{2}\\
\hat{2}a &= 180^\circ+\varphi_3-\frac{\Delta_A\cdot\varphi_3}{2}-\varphi_2-\frac{\Delta\varphi_2}{2}\\
\hat{3}a &= \varphi_4+\frac{\Delta_A\varphi_4}{2}-\varphi_3+\frac{\Delta_A\varphi_3}{2}
\end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

Laturile triunghiurilor vor fi (considerînd scara lungimilor l)

$$\left.\begin{aligned}
\overline{C_0C_0'} &= \Delta s_A\\
\overline{C_0'C_0''} &= 2\,l_3\cdot\sin\frac{\Delta_A\varphi_3}{2}\\
\overline{C_0C_0'} &= 2\cdot l_4\cdot\sin\frac{\Delta_A\cdot\varphi_4}{2}
\end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

Aplicînd teorema sinusului pentru triunghiul $\triangle C_0C_0'C_0''$, se obține

$$\frac{\sin\left(\varphi_2+\frac{\Delta\varphi_2}{2}-\varphi_4+\frac{\Delta_A\cdot\varphi_4}{2}\right)}{l_3\cdot\sin\frac{\Delta_A\cdot\varphi_3}{2}}=\frac{\sin\left(\varphi_2+\frac{\Delta\varphi_2}{2}-\varphi_3+\frac{\Delta_A\varphi_3}{2}\right)}{l_4\sin\frac{\Delta_A\varphi_4}{2}}=\frac{\sin\left(\varphi_4+\frac{\Delta_A\varphi_4}{2}-\varphi_3-\frac{\Delta_A\varphi_3}{2}\right)}{\frac{1}{2}\cdot\Delta S_A}. \qquad (3)$$

Variațiile unghiurilor φ_3 și φ_4 se pot calcula cu relațiile:

$$\left.\begin{aligned}\Delta_A\varphi_3 &= -2\arcsin\frac{\sin\left(\varphi_2+\frac{\Delta\varphi_2}{2}-\varphi_4+\frac{\Delta_A\varphi_4}{2}\right)}{\sin\left(\varphi_4+\frac{\Delta_A\varphi_4}{2}-\varphi_3-\frac{\Delta_A\varphi_3}{2}\right)}\cdot\frac{\Delta S_A}{2l_3}\\ \Delta_A\varphi_4 &= 2\arcsin\frac{\sin\left(\varphi_2+\frac{\Delta\varphi_2}{2}-\varphi_3+\frac{\Delta_A\varphi_3}{2}\right)}{\sin\left(\varphi_4+\frac{\Delta_A\varphi_4}{2}-\varphi_3-\frac{\Delta_A\varphi_3}{2}\right)}\cdot\frac{\Delta S_A}{2l_4}\end{aligned}\right\} \quad (4)$$

Valoarea unghiurilor $\Delta\varphi$ se calculează prin metode iterative.

Celei de-a doua faze a mișcării îi corespunde triunghiul $\Delta C_0''C_1'C_1$. Unghiurile în acest triunghi vor fi:

$$\left.\begin{aligned}\hat{1}a &= \varphi_5+\frac{\Delta\varphi_5}{2}-\varphi_3-\Delta_A\varphi_3+\frac{\Delta_B\cdot\varphi_3}{2}\\ \hat{2}b &= 180^\circ+\varphi_4+\Delta_A\varphi_4-\frac{\Delta_B\varphi_4}{2}-\varphi_5-\frac{\Delta\varphi_5}{2}\\ \hat{3}b &= \varphi_3+\Delta_A\varphi_3+\frac{\Delta_B\varphi_3}{2}-\varphi_4-\Delta_A\varphi_4-\frac{\Delta_B\varphi_4}{2}\end{aligned}\right\} \quad (5)$$

Laturile triunghiului vor avea mărimile (la scara lungimilor l)

$$\left.\begin{aligned}\overline{C_0''C_1} &= \Delta S_B\\ \overline{C'C_1} &= 2l_4\sin\frac{\Delta_B\varphi_4}{2}\\ \overline{C_0''C_1} &= 2l_3\sin\frac{\Delta_B\varphi_3}{2}\end{aligned}\right\} \quad (6)$$

Aplicînd și la acest triunghi teorema sinusului, se obține:

$$\frac{\sin\left(\varphi_5+\frac{\Delta\varphi_5}{2}-\varphi_3-\Delta_A\varphi_3+\frac{\Delta_B\varphi_3}{2}\right)}{l_4\cdot\sin\frac{\Delta_B\varphi_4}{2}}=\frac{\sin\left(\varphi_5+\frac{\Delta\varphi_5}{2}-\varphi_4-\Delta_A\varphi_4+\frac{\Delta_B\varphi_4}{2}\right)}{l_3\cdot\sin\frac{\Delta_B\varphi_3}{2}}=$$

$$=\frac{\sin\left(\varphi_3+\Delta_A\varphi_3+\frac{\Delta_B\varphi_3}{2}-\varphi_4-\Delta_A\varphi_4-\frac{\Delta_B\varphi_4}{2}\right)}{\frac{1}{2}\Delta S_B}. \quad (7)$$

Relațiile pentru calculul variației unghiurilor φ_3 și φ_4 vor fi :

$$\left.\begin{aligned}\Delta_B\varphi_4 &= 2\arcsin\frac{\sin\left(\varphi_5+\frac{\Delta\varphi_5}{2}-\varphi_3-\Delta_A\varphi_3+\frac{\Delta_B\varphi_3}{2}\right)}{\sin\left(\varphi_3+\Delta_A\varphi_3+\frac{\Delta_B\varphi_3}{2}-\varphi_4-\Delta_A\varphi_4-\frac{\Delta_B\varphi_4}{2}\right)}\cdot\frac{\Delta S_B}{2l_4}\\ \Delta_B\varphi_3 &= -2\arcsin\frac{\sin\left(\varphi_5+\frac{\Delta\varphi_5}{2}-\varphi_4-\Delta_A\varphi_4+\frac{\Delta_B\varphi_4}{2}\right)}{\sin\left(\varphi_3+\Delta_A\varphi_3+\frac{\Delta_B\varphi_3}{2}-\varphi_4-\Delta_A\varphi_4-\frac{\Delta_B\varphi_4}{2}\right)}\cdot\frac{\Delta S_B}{2l_3}\end{aligned}\right\} \quad (8)$$

Valorile unghiurilor $\Delta\varphi$ se calculează cu metode iterative.

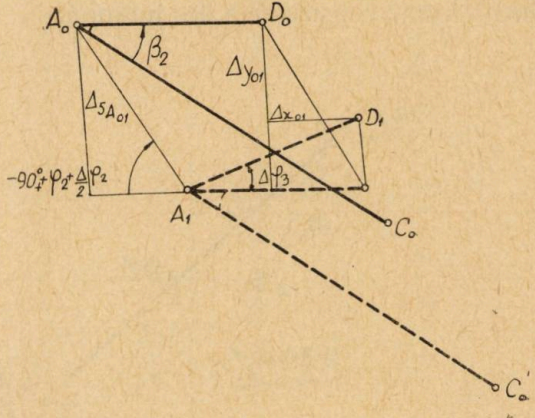


Fig. 2. Determinarea deplasării unui punct din bielă.

Variația totală a unghiurilor φ_3 și φ_4 vor fi suma variațiilor parțiale.

$$\left.\begin{aligned}\Delta\varphi_3 &= \Delta_A\varphi_3+\Delta_B\cdot\varphi_3\\ \Delta\varphi_4 &= \Delta_A\varphi_4+\Delta_B\varphi_4\end{aligned}\right\} \quad (9)$$

Fie un punct D pe elementul 3 (fig. 2).

Considerînd mișcarea elementului 3 ca o translație cu $\triangle a_{01}$ și apoi rotație în jurul punctului A_1, cu $\Delta\varphi_3$, proiecțiile deplasărilor punctului D pe direcția de referință față de care se măsoară unghiurile și pe o direcție perpendiculară, vor fi :

$$\left.\begin{aligned}\Delta x_{01} &= \Delta S_A\cdot\sin\left(\varphi_2+\frac{\Delta\varphi_2}{2}\right)+2l_3'\cdot\sin\frac{\Delta\varphi_3}{2}\cdot\sin\left(\beta_3-\varphi_3+\frac{\Delta\varphi_3}{2}\right)\\ \Delta y_{01} &= \Delta S_A\cdot\cos\left(\varphi_2+\frac{\Delta\varphi_2}{2}\right)-2l_3'\cdot\cos\frac{\Delta\varphi_3}{2}\cdot\cos\left(\beta_3-\varphi_3+\frac{\Delta\varphi_3}{2}\right)\end{aligned}\right\} \quad (10)$$

Dacă se cunoaște mișcarea punctelor A și B pentru întregul ciclu de funcționare a mecanismului (deplasările $\Delta\bar{a}_{i,i+1}$, $\Delta\bar{b}_{i,i+1}$) cu metoda sus arătată se pot determina punct cu punct toate pozițiile succesive ale punctului D.

Valorile unghiurilor φ_3 și φ_4 pentru o poziție $(i+1)$ se calculează cu relațiile:

$$\left.\begin{aligned}(\varphi_3)_{i+1}&=(\varphi_3)_i+(\Delta\varphi_3)_{i,\,i+1}\\(\varphi_4)_{i+1}&=(\varphi_4)_i+(\Delta\varphi_4)_{i,\,i+1}\end{aligned}\right\}\qquad(11)$$

unde φ_i sînt unghiurile în poziția anterioară i, iar $\Delta\varphi_{i,\,i+1}$ sînt variația unghiurilor calculate cu relațiile 8 pentru mișcarea din poziția i în poziția $i+1$.

2.2. Grupa cinematică de clasa II-a, aspectul 2

Se consideră grupa cinematică de clasa II-a aspectul 2 *ABC* din fig. 3, într-o formă constructivă des întîlnită.

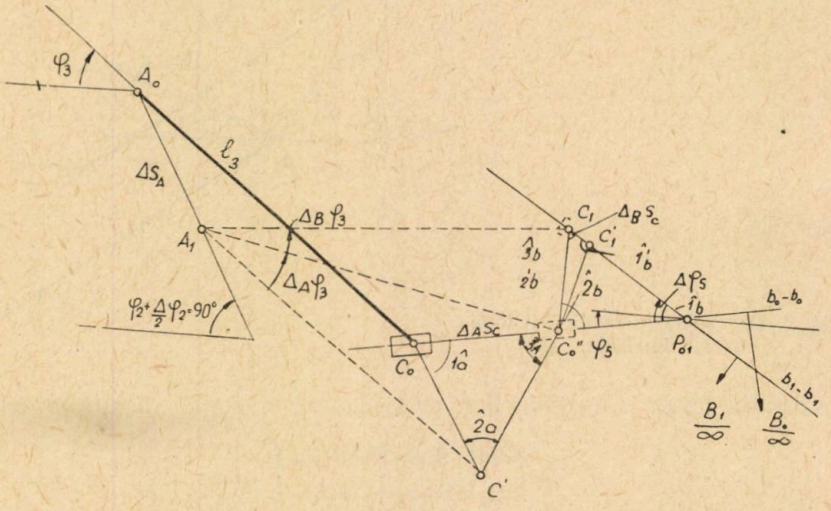


Fig. 3. Determinarea deplasărilor elementelor grupei cinematice de clasa a II-a aspectul 2.

Grupa cinematică este legată de mecanismul de bază prin articulația A și ghidajul B (cu direcția de translație b—b).

Pentru pozițiile A_0, B_0, fie φ_3 unghiul care definește poziția elementului 3, față de o direcție aleasă arbitrar.

Punctul A se deplasează din poziția A_0 în poziția A_1, la distanța ΔS_A, deplasarea formînd unghiul $\varphi_2+\frac{\Delta\varphi_2}{2}-90°$ cu direcția de referință.

În același timp, direcția de translație b—b se rotește cu unghiul $\Delta\varphi_5$ în jurul punctului P_{01}, trecînd din poziția b_0—b_0 în poziția b_1—b_1.

Pentru a determina poziția elementelor 3 și 4, corespunzătoare punctului A_1 și direcției de translație b_1—b_1, se consideră mișcarea descompusă în faze.

În prima fază se imaginează direcția de translație $b_0—b_0$ imobilizată. Elementul *3* primește o mișcare de translație cu ΔS_A, pînă în poziția $\overline{A_1C_0'}$, apoi o mișcare de rotație în jurul punctului A_1, astfel ca punctul C să ajungă pe direcția de translație $b_0—b_0$, în poziția C_0''.

În faza a doua punctul A rămîne imobilizat în poziția A_1, iar direcția de translație $b—b$ se rotește în jurul punctului P_{01} cu unghiul $\Delta\varphi_5$ ajungînd în poziția $b_1—b_1$, iar C, rămînînd pe această direcție de translație se rotește în jurul punctului A_1, ajungînd în C_1. Această din urmă mișcare se poate considera la rîndul ei descompusă într-o mișcare de rotație în jurul punctului P_{01}, după arcul $\overset{\frown}{C_0''C_1}$ și o translație după direcția $b_1—b_1$ pe segmentul $\overline{C_1'C_1}$.

Se formează triunghiurile $\triangle C_0C_0'C_0''$ corespunzătoare primei faze și $\triangle C_0''P_{01}C_1$ și $\triangle C_0''C_1'C_1$, celei de-a doua faze.

Aplicînd metoda de calcul expusă pe larg în paragraful anterior, se obțin în final relațiile:

$$\left.\begin{aligned}
\Delta_A\varphi_3 &= -\arcsin\frac{\cos\left(\varphi_2+\frac{\Delta\varphi_2}{2}-\varphi_5\right)}{\cos\left(\varphi_3-\frac{\Delta_A\varphi_3}{2}\right)}\cdot\frac{\Delta S_A}{2l_3}\\
\Delta_B\varphi_3 &= -\arcsin\frac{\sin\Delta\varphi_5}{\cos\left(\varphi_5-\Delta\varphi_5-\varphi_3+\frac{\Delta_B\varphi_3}{2}\right)}\cdot\frac{l_p}{2l_3}\\
\Delta_A S_c &= \frac{\sin\left(\varphi_2+\frac{\Delta\varphi_2}{2}-\varphi_3-\frac{\Delta_A\varphi_3}{2}+\varphi_5\right)}{\cos\left(\varphi_3-\frac{\Delta\varphi_3}{2}\right)}\cdot\Delta S_A\\
\Delta_B S_c &= -2\cdot\frac{\cos\left(\varphi_3-\frac{\Delta_B\varphi_3}{2}-\varphi_5\right)}{\sin\left(\varphi_5-\Delta\varphi_5-\varphi_3+\frac{\Delta_B\varphi_3}{2}\right)}\cdot l_p\sin\frac{\Delta\varphi_5}{2}\cdot
\end{aligned}\right\}\quad(12)$$

Cu acestea, variația unghiului φ_3 va fi:

$$\Delta\varphi_3=\Delta_A\varphi_3+\Delta_B\varphi_3 \qquad (13)$$

iar deplasarea relativă a punctului C pe direcția de translație

$$\Delta S_c=\Delta_A S_c+\Delta_B S_c \qquad (14)$$

Pentru determinarea deplasării unui punct aparținînd elementului *3*, se vor folosi metodele și relațiile arătate în paragraful 2.1.

Cunoscînd mișcarea punctului A și a direcției de translație $b—b$ pentru intervalul de timp corespunzător unui ciclu al mecanismului se determină pozițiile succesive ale elementelor *3* și *4* după metodica arătată în paragraful 2.1.

2.3. Grupa cinematică de clasa II-a, aspectul 3

Se consideră grupa cinematică de clasa II-a aspectul 3, *ABC*, din fig. 4, într-o formă constructivă des întîlnită.

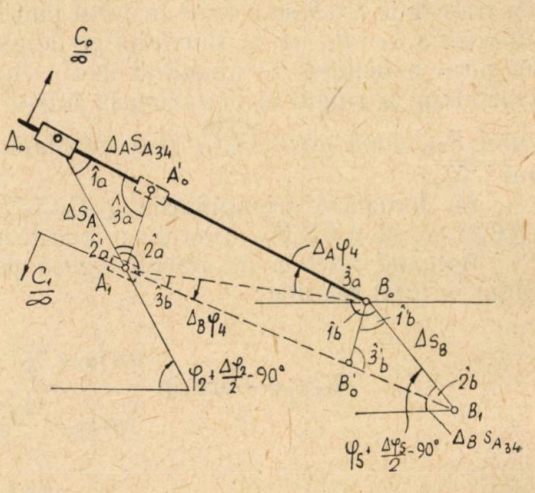


Fig. 4. Determinarea deplasărilor elementelor grupei cinematice de clasa a II-a aspectul 3.

Grupa cinematică este legată de mecanismul de bază prin articulațiile *A* și *B*. Pentru pozițiile A_0, B_0, considerate, fie φ_4 unghiul care definește poziția elementului *4* față de direcția arbitrară (aici orizontală).

Punctul *A* se deplasează din poziția A_0 în poziția A_1, cu distanța ΔS_A, iar punctul *B*, din poziția B_0 în poziția B_1, cu distanța ΔS_B, direcțiile deplasărilor pornind cu direcția aleasă arbitrar unghiurile

$$\varphi_2+\frac{\Delta\varphi_2}{2}-90^\circ \quad \text{și} \quad \varphi_5+\frac{\Delta\varphi_5}{2}-90^\circ.$$

Pentru a determina noua poziție a grupei cinematice, corespunzătoare punctelor A_1 și B_1, se consideră mișcarea elementelor descompusă în faze componente.

În prima fază se imaginează punctul *B* imobilizat în poziția B_0. Elementul *4* primește o mișcare de rotație cu unghiul $\Delta_A\varphi_4$, în jurul punctului B_0, iar manșonul *3*, translatează față de elementul *4* cu cantitatea $\Delta_A S_{A34}$, în așa mod, încît *A* să ajungă în punctul A_1. Mișcarea lui *A* se poate considera la rîndul său compusă dintr-o mișcare de translație din A_0 pînă în A_0 apoi o rotație din A'_0 în A_1 în jurul lui B_1.

În cea de-a doua fază a mișcării, articulația *A* rămîne imobilizată, bara *4* rotindu-se în jurul acestui punct cu unghiul $\Delta_B\varphi_4$ și apoi translatează față de manșonul *3* cu cantitatea $\Delta_B S_{A34}$.

Corespunzător primei faze a mișcării, se formează triunghiurile $\triangle A_0A_1B_0$ și $\triangle A_0A_1A'_0$.

Aplicînd metoda de calcul expusă mai sus, se obține

$$\left.\begin{aligned}
\Delta_A\varphi_4 &= \arcsin\left[-\sin\left(\varphi_2+\frac{\Delta\varphi_2}{2}-\varphi_4+\frac{\Delta_A\varphi_4}{2}\right)\right]\cdot\frac{\Delta S_A}{l_{AB_0}}\\
\Delta_B\varphi_4 &= \arcsin\cos\left(\varphi_4+\Delta_A\varphi_4+\Delta_B\varphi_4-\varphi_5-\frac{\Delta\varphi_5}{2}\right)\cdot\frac{\Delta S_B}{l_{AB_0}-\Delta_A S_{A34}}\\
\Delta_A S_{A34} &= \frac{\sin\left(\varphi_2+\frac{\Delta\varphi_2}{2}-\varphi_4+\frac{\Delta_A\varphi_4}{2}\right)}{\cos\Delta_A\varphi_4}\cdot\Delta S_A\\
\Delta_B S_{A34} &= \frac{\sin\left(\varphi_4+\Delta_B\varphi_4+\frac{\Delta_B\varphi_4}{2}-\varphi_5-\frac{\Delta\varphi_5}{2}\right)}{\cos\frac{\Delta_B\varphi_4}{2}}\cdot\Delta S_B.
\end{aligned}\right\}\quad(15)$$

Cu cele de mai sus, variația unghiului φ_4 va fi :

$$\Delta\varphi_4=\Delta_A\varphi_4+\Delta_B\varphi_4 \qquad (16)$$

Deplasarea manșonului *3* pe bara *4* va avea mărimea :

$$\Delta S_{A34}=\Delta_A S_{A34}+\Delta_B S_{A34}. \qquad (17)$$

Cunoscînd mișcarea punctelor A și B în intervalul de timp corespunzător unui ciclu al mecanismului, se determină pozițiile succesive elementelor grupei cinematice după metodica arătată în paragraful 2.1.

2.4. Grupa cinematică de clasa II-a, aspectul 4

Se consideră grupa cinematică din fig. 5 legată de mecanismul de bază prin ghidajele A și B.

Direcția de translație a—a, se rotește din poziția a_0—a_0, formînd unghiul φ_2 cu direcția de referință, în jurul centrului finit de rotație P_A, cu unghiul $\Delta\varphi_2$, ajungînd în poziția a_1—a_1. In același timp, direcția de trans-

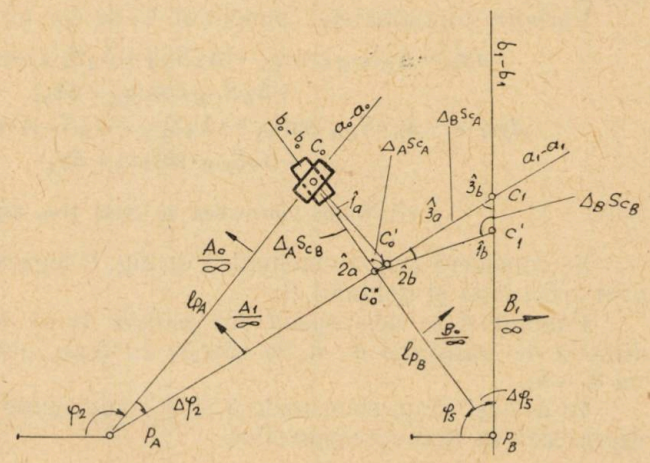


Fig. 5. Determinarea deplasărilor elementelor grupei cinematice de calsa a II-a aspectul 4.

lație $b—b$ se rotește din poziția $b_0—b_0$, formînd unghiul φ_5 direcția de referință, în jurul centrului finit de rotație P_B, cu unghiul $\Delta\varphi_5$. În același timp, articulația C trece din poziția C_0 în poziția C_1.

Această mișcare se consideră descompusă în următoarele mișcări componente:

În prima fază, direcția de translație $b—b$ rămîne în poziția $b_0—b_0$ în timp ce punctul C se rotește împreună cu direcția de translație $a—a$, din poziția C_0, în poziția C_0' apoi se deplasează pe direcția de translație $a_1—a_1$, pînă în poziția C_0''.

În ceea de-a 2-a fază, direcția de translație $a—a$ rămîne în repaos în poziția $a_1—a_1$, în timp ce punctul C se rotește împreună cu direcția de translație $b—b$ din poziția C_0 în poziția C_1, apoi se deplasează pe direcția de translație $b_1—b_1$ pînă în poziția C_1.

Se formează triunghiurile $\triangle C_0C_0'C_0''$, corespunzător primei faze și $\triangle C_0''C_0'C_1$, corespunzător celei de-a doua faze.

Cu metoda descrisă mai sus, se obțin deplasările punctului C în diferitele faze ale mișcării.

$$\left.\begin{aligned}
\Delta_B S_{CA} &= 2\cdot\frac{\cos\Delta\varphi_5}{\sin(\varphi_2-\varphi_5+\Delta\varphi_2-\Delta\varphi_5)}\cdot(l_{P_B}-\Delta_A S_{CB})\cdot\sin\frac{\Delta\varphi_5}{2}\\
\Delta_B S_{CB} &= 2\cdot\frac{\cos\left(\varphi_2-\varphi_5+\Delta\varphi_2-\frac{\Delta\varphi_5}{2}\right)}{\sin(\varphi_2-\varphi_5+\Delta\varphi_2-\Delta\varphi_5)}\cdot(l_{P_B}-\Delta_A S_{CB})\cdot\sin\frac{\Delta\varphi_5}{2}\\
\Delta_A S_{CA} &= -2\cdot\frac{\cos\left(\varphi_2+\frac{\Delta\varphi_2}{2}-\varphi_5\right)}{\sin(\varphi_2-\varphi_5+\Delta\varphi_2)}\cdot l_{P_A}\cdot\sin\frac{\Delta\varphi_2}{2}\\
\Delta_A S_{CB} &= -2\cdot\frac{\cos\frac{\Delta\varphi_2}{2}}{\sin(\varphi_2-\varphi_5+\Delta\varphi_2)}\cdot l_{P_A}\cdot\sin\frac{\Delta\varphi_2}{2}
\end{aligned}\right\}\qquad(18)$$

Dacă punctul C_0 se află la distanța l_{P_A} de P_A și l_{P_B} de P_B, C_1 se va afla la distanțele $l_{P_A}+\Delta_A S_{CA}+\Delta_B S_{CA}$ și $l_{P_B}+\Delta_A S_{CB}+\Delta_B S_{CB}$ din punctele P_A și P_B.

Variația coordonatelor punctului C se va putea calcula cu relațiile:

$$\left.\begin{aligned}
dx_{01} &= \Delta_A S_{CB}\cos\varphi_5-(\Delta_A S_{CA}+\Delta_A S_{CA})\cdot\cos(\varphi_2+\Delta\varphi_2+\\
&\quad+\Delta_B S_{CB}\cos(\varphi_5+\Delta\varphi_5)\\
dy_{01} &= -\Delta_A\cdot S_{CB}\cdot\sin\varphi_5+(\Delta_A S_{CA}+\Delta_B S_{CA})\cdot\sin(\varphi_2+\Delta\varphi_2)+\\
&\quad+\Delta_B S_{CB}\cdot\sin(\varphi_5+\Delta\varphi_5)
\end{aligned}\right\}\qquad(19)$$

2.5. Grupa cinematică de clasa II-a, aspectul 5

Se consideră grupa cinematică dn fig. 6 legată de mecanismul de bază prin articulația și ghidajul B.

Punctul A se deplasează din poziția A_0 în poziția A_1, cunoscute, iar direcția de translație $b—b$, se rotește cu $\Delta\varphi_{23}$, din poziția $b_0—b_0$, în poziția $b_1—b_1$.

În același timp, elementele *3* și *4*, componente ale grupei cinematice se deplasează în mod corespunzător.

Pentru determinarea deplasărilor relative ale elementelor, se consideră mișcarea descompusă în următoarele faze componente :

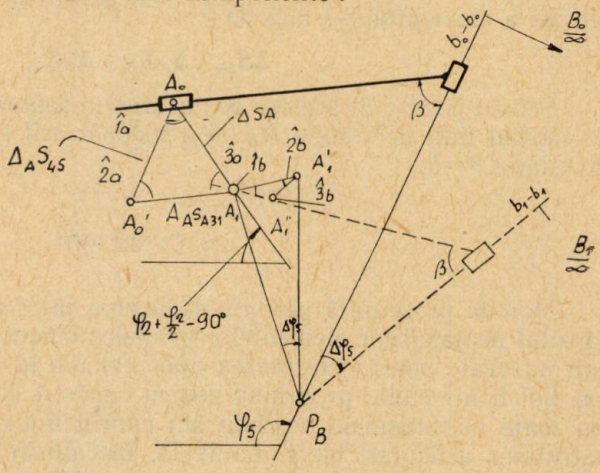


Fig. 6. Determinarea deplasărilor elementelor grupei cinematice de clasa a II-a aspectul 5.

În prima fază, direcția de translație $b—b$ rămîne în repaus în poziția $b_0—b_0$, în timp ce A se deplasează prin translația elementului *4* față de elementul *5*, cu distanța $\Delta_A S_{45}$, pînă în poziția A_0', apoi cu elementul *3* față de elementul *4*, cu distanța $\Delta_A S_{A34}$, pînă în poziția A_1.

În cea de-a 2-a fază, A se rotește împreună cu direcția $b—b$ cu unghiul $\Delta\varphi_5$ în jurul centrului finit de rotație P_B, pînă în poziția A_1', apoi translatează cu distanța $\Delta_B S_{45}$, împreună cu elementul *4* față de elementul *5*, pînă în poziția A_1'' și în sfîrșit, translatează cu distanța $\Delta_B S_{A34}$, împreună cu elementul *3* față de elementul *4*, pînă în poziția A_1.

Se formează triunghiurile $\triangle A_0 A_0 A_1$ corespunzător primei fazei și $\triangle A_1 A_1 A_1$ corespunzător celei de-a doua faze.

Aplicînd metoda de calcul expusă în paragraful 2.1 se obțin pentru deplasarea relativă a punctului A, în raport cu elementul *4* și deplasarea elementului *4* în raport cu elementul *5*, relațiile :

$$\Delta_A S_{A34} = -\frac{\cos\left(\varphi_2 + \frac{\Delta\varphi_2}{2} - \varphi_5 - \beta\right)}{\sin\beta} \cdot \Delta S_A$$

$$\Delta_A S_{45} = -\frac{\cos\left(\varphi_5 - \varphi_2 - \frac{\Delta\varphi_2}{2}\right)}{\sin\beta} \cdot \Delta S_A \qquad (20)$$

$$\Delta_B S_{A34} = \frac{\sin\frac{\Delta\varphi_5}{2} \cdot \cos\left(\beta + \varphi_5 + \Delta\varphi_5 - \varphi_A - \frac{\Delta\varphi_5}{2}\right)}{\sin\beta} \cdot l_{P_B A_1}$$

$$\Delta_B S_{45} = \frac{\sin\frac{\Delta\varphi_5}{2} \cdot \cos\left(\varphi_5 - \varphi_A + \Delta\varphi_5 + \frac{\Delta\varphi_5}{2}\right)}{\sin\beta} \cdot l_{P_B A_1}$$

Cu aceasta, deplasarea relativă a elementului *3* față de *4*, va f:

$$\left.\begin{aligned}\Delta S_{A34} &= \Delta_A S_{A34} + \Delta_B S_{A34} \\ \Delta S_{45} &= \Delta_A S_{45} + \Delta_B S_{45}\end{aligned}\right\}$$

iar cea a elementului *4* față de *5*

Sensul pozitiv al acestor deplasări corespunde îndepărtării elementului *4* de centrul finit de rotație P_B și a îndepărtării elementului *3* de direcția de translație *b—b*.

3. CONCLUZII

Metoda prezentată permite deducerea unor relații relativ simple pentru calculul deplasărilor elementelor grupelor cinematice de clasa II-a. Relațiile sînt adecvate pentru efectuarea unor calcule la mașini electronice. Pe baza lor, pot fi întocmite programe pentru calculul deplasărilor elementelor pentru toate mecanismele posibile din cadrul unui anumit tip (spre exemplu, patrulater articulat, bielă manivelă, mecanism tip Watt sau tip Stephenson etc.) Programele amintite sînt adaptabile rezolvării unor probleme concrete, prin introducerea dimensiunilor elementelor, sub forma unor coeficienți.

Rezultatele calculului privind pozițiile elementelor indică totodată implicit și valorile unghiului de presiune, mărime importantă pentru aprecierea calităților dinamice ale mecanismului. Astfel, spre exemplu, în grupa cinematică de clasa II-a, aspectul 1, fig. 1, unghiul de presiune în punctul *C* este $\alpha = 180° - (\varphi_4 - \varphi_3)$.

Metoda prezentată poate fi dezvoltată în privința stabilirii unor relații de calcul a vitezelor și accelerațiilor punctelor din elementele mecanismelor de clasa II-a.

De asemenea principiile care stau la baza metodei de calcul elaborate pot fi aplicate și la dezvoltarea unei noi metode de proiectare a mecanismelor cu bare articulate, de clasa II-a.

BIBLIOGRAFIE

1. Mayer zur Capellen, W., Harmonische Analyse bei Kurbelgetrieben. I. Allgemeine Zusammenhänge, Forschungsberichte des Landes Nordrhein-Westfalen, nr. 776, Westdeutscher Verlag, Köln, 1959.
2. Mayer zur Capellen W., Harmonische Analyse bei Kurbelgetrieben. II. Gleichschenklige Getriebe, Forschungsberichte des Landes Nordrhein-Westfalen, nr. 803, Westdeutscher Verlag, Köln, 1960.
3. Mayer zur Capellen W., Die Fourierreihe für die Schleifenwinkel der zentrischen Kurbelstreife und verwandte Fourierreihe, Bul. științ. și tehnic al IP.TASI 5, 1959.
4. Rankers H., Angenäherte Getriebesynthese durch harmonische Analyse der vorgegebenen periodischen Bewegungsverhältnisse, Disertation, Aachen, 1958.
5. E. P. Pollitt, Motion Analysis, by complex numbers, of Fivebar linkages with two drive cranks, Transaction og the Seventh Conference on Mechanisms, Machine Design, 1962.

6. Anilovici V. Ia., Epstein Iu. V., Cislenîi metod i riadî Furie V. zadaciah analiza țepei Assura s vașcatehnîmi parami, TMM, 92.93 Izd. Akad. Nauk SSSR, 1962.
7. Bogdan R. C., Cercetarea grupelor assurice în construcția mecanismelor prin serii armonice complexe și metoda mecano-electrică, Disertație, București, 1964.
8. Bogdan R. C., Utilizarea analizei armonice în studiul grupelor assurice plane de aspectul II și III, Studii și cercetări de mecanică aplicată, Academia RPR, XV, 1. 1964.
9. Bogdan R. C., Considerații analitice asupra grupelor cinematice cu două elemente, Studii și cercetări de mecanică aplicată, Academia RPR, XV, 1, 1964.
10. Mangeron D. I., Accelerații reduse de orice ordin și cîteva din proprietățile lor extreme, DAN, Tom. 112, nr. 1. 1957.
11. Mangeron D. I., Studiul cinematic al mecanismelor spațiale cu 4 organe prin metoda matricială tensională, Studii și cercetări de mecanică aplicată, nr. 6, București, 1961.
12. Voinea R., Atanasiu M., *Metode analitice noi în teoria mecanismelor*. Editura tehnică, București, 1964.

НОВЫЙ АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДВИЖЕНИЯ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ ВТОРОГО КЛАССА. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ

(РЕЗЮМЕ)

Излагаются аналитические принципы определения перемещений точек элементов плоских механизмов второго класса. Для расчета, механизмы разделяются на кинематические группы. Кинематические параметры расчитываются для каждой группы на основании тригонометрических простых соотношений, легко программируемых для электронных счетных машин.

EINE NEUE ANALYTISCHE METHODE ZUR BERECHNUNG KINEMATISCHER PARAMETER DER EBENEN GELENKGETRIEBEN. ZWEITER KLASSE. BESTIMMUNG DER BEWEGUNG

(ZUSAMMENFASSUNG)

Es werden die Grundzüge einer originellen analytischen Methode zur Bestimmung der Bewegungen, der Punkte ebener Gelenkgetriebe zweiter Klasse vorgelegt. Zur Ausführung der Berechnungen werden die Getriebe in kynematische Gruppen aufgeteilt.

Die Drehungen der Glieder und Verschiebungen der Punkte werden berechnet, nachdem man die Bewegungen der Glieder in Verschiebungen und Drehungen aufteilt; dann beschreibt ein Punkt der Kontakterne des mittleren kynematischen Paars die Seiten von zwei Dreiecken, aus welchen Grössen mit einfachen trigonometrischen Gleichungen die Bewegungsdaten der Glieder berechenbar sind.

RANDAMENTUL TERMODINAMIC AL CICLURILOR FRIGORIFICE LEGATE IN CASCADĂ

DE

M. PECULEA

INTRODUCERE

Într-un studiu anterior [1], s-a prezentat o relație generală a eficienței frigorifice a ciclurilor legate în cascadă și s-a propus ca ciclu de referință expresia cînd numărul de etaje n este infinit. Aceasta, deoarece ținînd cont de forma curbei de echilibru lichid-vapor în diagrama TS, atunci cînd se efectuează un transport de căldură între temperatura rece T_n și temperatura mediului ambiant T_0 cu ajutorul unei infinități de cicluri frigorifice legate în cascadă, se poate să se obțină $\varepsilon_\infty > \varepsilon_c$, unde ε_c este eficiența frigorifică a ciclului Carnot, echivalent acestui transport de căldură.

In funcție de proprietățile termodinamice ale agenților frigorifici există deci posibilitatea teoretică și se întrevede cea practică, de a realiza cu ajutorul unui număr judicios de etaje legate în cascadă, cicluri, care reprezentate simplificat, sînt de forma celor indicate în figura 1.

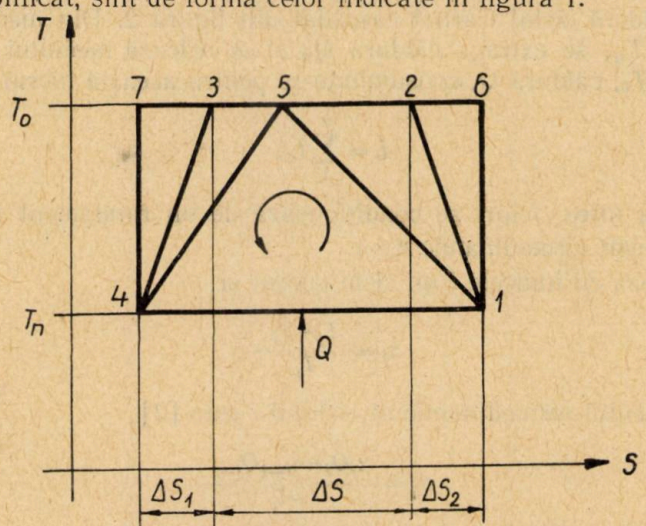


Fig. 1. Cicluri frigorifice idealizate.

Ciclul 1—6—7—4—1 este cel clasic Carnot care are eficiență frigorifică

$$\varepsilon_c = \frac{T_n}{T_n - T_0}. \tag{1}$$

Eficiența frigorifică a ciclurilor 1—2—3—4—1 și 1—5—4—1 care este un ciclu limită, unde 5 reprezintă punctul critic, are expresia

$$\varepsilon = 2\frac{T_n}{T_n - T_0}\sigma \tag{2}$$

și

$$\sigma = \frac{\Delta S + \Delta S_1 + \Delta S_2}{2\Delta S + \Delta S_1 + \Delta S_2} \tag{3}$$

avînd domeniul de variație $\frac{1}{2} \leqslant \sigma \leqslant 1$. Pentru $\sigma = \frac{1}{2}$ se realizează ciclul Carnot, iar pentru $\sigma = 1$ se obține ciclul limită a cărui eficiență reprezintă valoarea maximă $\varepsilon = 2\varepsilon_c$.

Dată fiind reversibilitatea acestor cicluri teoretice este ușor de demonstrat că randamentul lor termodinamic η și gradul de reversibilitate φ sînt egale cu unu.

Lucrarea are ca scop particular demonstrarea posibilităților de realizare a ciclurilor de mai sus prin cascadarea lor și ca scop general exprimarea randamentului termodinamic al ciclurilor frigorifice legate în cascadă și interpretarea lui energetică.

RANDAMENTUL TERMODINAMIC AL CICLULUI CARNOT CASCADAT

Se consideră ciclul Carnot cascadat din figura 2. Din mediul rece, de temperatură T_n, se extrage căldura Q_n și se cedează mediului ambiant, de temperatură T_0, căldura Q, consumîndu-se pentru aceasta lucrul mecanic

$$L = \sum_1^n l_i. \tag{4}$$

Legătura între cicluri se condiționează de un randament termic $\eta_{it} = 1$ și un randament termodinamic $\eta_i = 1$.

Se notează cu indicele i un ciclu curent și

$$\tau_i = \frac{T_i - T_0}{T_i}. \tag{5}$$

Randamentul termodinamic al ciclului i este [2]

$$\eta_{it} = \frac{\tau_i Q_i - \tau_{i-1} Q_{i-1}}{-l_i} \tag{6}$$

pentru care $Q_{i-1} = Q_i + l_i$.

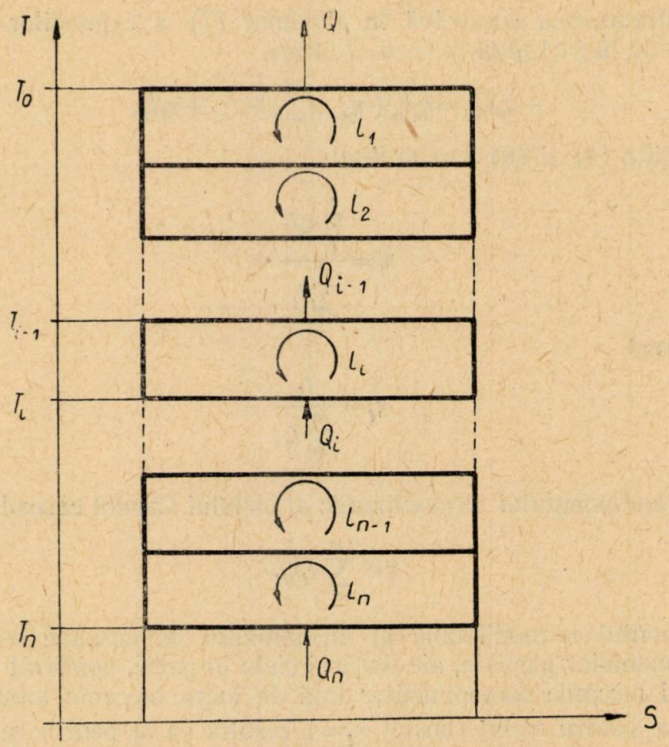


Fig. 2. Ciclul Carnot cascadat.

Randamentele termodinamice parțiale vor fi

$$\eta_{ln} = \frac{\tau_n Q_n - \tau_{n-1}(Q_n + l_n)}{-l_n}$$

$$\vdots$$

$$\eta_{li} = \frac{\tau_i (Q_n + l_n + \ldots + l_{i+1}) - \tau_{i-1}(Q_n + l_n + \ldots + l_i)}{-l_i} \tag{7}$$

$$\vdots$$

$$\eta_{l1} = \frac{\tau_1 (Q_n + l_n + \ldots + l_2)}{-l_1}.$$

Randamentul termodinamic al ciclului Carnot între limitele de temperatură T_n și T_0 este

$$\eta = \frac{\tau_n Q_n}{-L}. \tag{8}$$

Prin introducerea succesivă în sistemul (7) a expresiilor produsului $\eta_i l_i$ pornind de la $i=1$ pînă la $i=n$ se obține

$$-\tau_n Q_n = \eta_n l_n + \eta_{n-1} l_{n-1} + \ldots + \eta_1 l_1,$$

care cu relațiile (4) și (8) dau în final

$$\eta = \frac{\sum_1^n \eta_i l_i}{\sum_1^n l_i}. \tag{9}$$

Se notează

$$\gamma_i = \frac{l_i}{\sum_1^n l_i} \tag{10}$$

și expresia randamentului termodinamic al ciclului Carnot cascadat ia forma

$$\eta = \sum_1^n \gamma_i \eta_i. \tag{11}$$

Randamentul termodinamic al ansamblului de cascade este egal cu suma randamentelor parțiale, ale fiecărui ciclu în parte, ponderat de raportul (γ_i) lucrului mecanic corespunzător față de lucru mecanic total.

Deoarece pentru ciclul Carnot $\eta_i = 1$ rezultă că și pentru întreaga cascadă $\eta = 1$, marcînd astfel reversibilitatea procesului.

În cazul particular

$$l_n = l_{n-1} = \ldots = l_1 = l$$

de unde

$$\eta = \frac{1}{n} \sum_1^n \eta_i$$

și deoarece $\sum_1^n \eta_i = n$, rezultă concluzia de mai sus, adică $\eta = 1$.

RANDAMENTUL TERMODINAMIC AL CICLURILOR FRIGORIFICE CU VAPORI RECI LEGATE ÎN CASCADĂ

Se consideră același proces frigorific cascadat din lucrarea [1], unde etajul i este realizat de un ciclu frigorific, a cărei diagramă de funcționare este redată în figura 3.

Se fac următoarele presupuneri :

— Procesul frigorific se desfășoară în domeniul de vapori.

— Comprimarea vaporilor saturați se realizează adiabatic într-un compresor ideal.

— Condensarea vaporilor are loc fără subrăcirea lichidului.

— Schimbul de căldură între cicluri se face la temperaturile T_i și T_{i-1}, constante, și la o diferență de temperatură egală cu zero, fără pierdere în exterior.

Ireversibilitatea ciclului din figura 3 se datorește pierderilor de exergie, la transformarea 2—3 unde din cauza supraîncălzirii vaporilor schimbul de căldură are loc la o diferență de temperatură finită și la transformarea 4—5 datorită procesului de laminare [3].

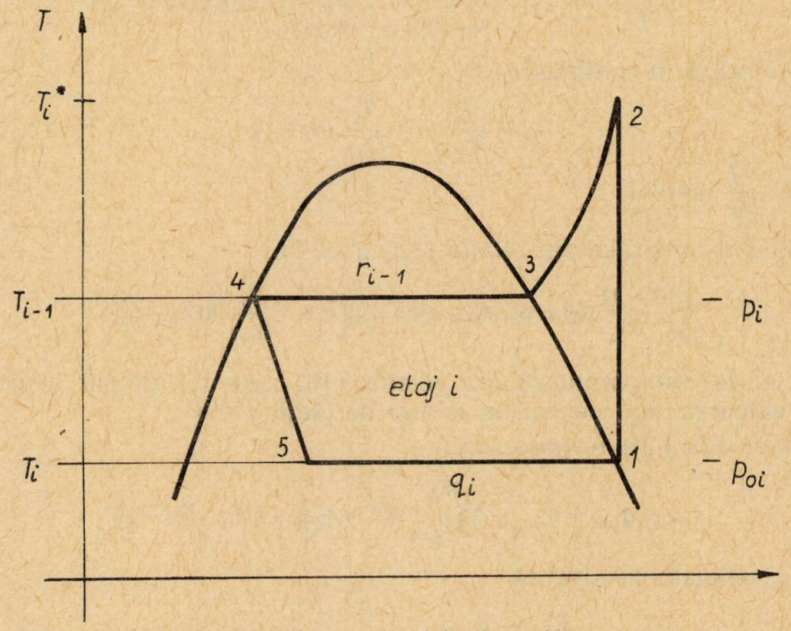


Fig. 3. Diagrama de funcționare a ciclului frigorific cu vapori reci reprezentînd etajul i al cascadei.

Randamentul termodinamic al cilului frigorific pentru treapta i reprezentat în figura 3 este [2]

$$\eta_i = \frac{\tau_i q_i - \int_4^2 \frac{T - T_0}{T} dq}{-l_i}. \tag{12}$$

Se păstrează aceleași notații ca în lucrarea [1], unde h este entalpia specifică și c căldura specifică la presiune constantă și considerată constantă în intervalul de temperaturi interesat:

$$\begin{aligned} q_i &= h_{i1} - h_{i5} \\ r_{i-1} &= h_{(i-1)3} - h_{(i-1)4} \\ l_i &= h_{i2} - h_{i1} = c\nu_i T_i \\ \nu_i &= \left(\frac{p_i}{p_{0i}}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1. \end{aligned} \tag{13}$$

Condiția de legătură între cicluri este exprimată de [1]

$$q_{i-1}\cdot\alpha_{i-1}=q_i+l_i \tag{14}$$

unde $\alpha_{i-1}\gtrless 1$.

Ținînd cont de (14) valoarea curentă a lui q_i ia forma

$$q_i=\frac{q_n+l_n+\alpha_{n-1}l_{n-1}+\ldots+(\alpha_{n-1}\ldots\alpha_{i+1})\,l_{i+1}}{\alpha_{n-1}\cdot\alpha_{n-2}\ldots\alpha_{i+1}\cdot\alpha_i}.$$

Se notează în continuare

$$\lambda_i=\frac{T_i^*}{T_{i-1}}=\frac{T_i}{T_{i-1}}(\nu_i+1) \tag{15}$$

deoarece $\frac{T_i^*}{T_i}=\nu_i+1$.

Calculul integralei din relația (12) duce la

$$\int_4^2\frac{T-T_0}{T}\,dq=\tau_{i-1}r_{i-1}+cT_{i-1}\left(\lambda_i-\frac{T_0}{T_{i-1}}\ln\lambda_i-1\right). \tag{16}$$

Expresia din paranteză din relația (16) este tot timpul negativă și atinge valoarea zero pentru un număr de etaje $n=\infty$.

Din relația (14) se poate scrie

$$\alpha_{i-1}q_{i-1}=r_{i-1}+c\int_{T_{i-1}}^{T_i^*}dT=r_{i-1}+cT_{i-1}(\lambda_i-1)$$

și care combinată cu (16) dă

$$\int_4^2\frac{T-T_0}{T}\,dq=\tau_{i-1}\alpha_{i-1}q_{i-1}-\xi_i \tag{17}$$

unde s-a notat

$$\xi_i=cT_{i-1}(\lambda_i-1)(\tau_{i-1}-1)+cT_0\ln\lambda_i \tag{18}$$

și reprezintă corecția datorită ireversibilității procesului care decurge după diagrama din figura 3. Dacă n tinde către infinit sau în cazul ciclului Carnot $\lambda_i=1$ și $\xi_i=0$.

Randamentul termodinamic al unui ciclu curent în baza integrării expresiei (12) și cu notațiile de mai sus se scrie:

$$\eta_i=\frac{\tau_iq_i-\tau_{i-1}\alpha_{i-1}q_{i-1}+\xi_i}{-l_i} \tag{19}$$

În continuare se procedează la fel ca în capitolul precedent, scriindu-se un sistem asemănător cu (7), de unde rezultă

$$-\tau_nq_n=\eta_nl_n+\xi_n+\alpha_{n-1}(\eta_{n-1}l_{n-1}+\xi_{n-1})+\ldots+(\alpha_{n-1}\ldots\alpha_1)(\eta_1l_1+\xi_1)$$

care corelată cu (8) și după o prealabilă aranjare a termenilor se obține

expresia randamentului termodinamic al ciclurilor frigorifice legată în cascadă

$$\eta_l = \frac{l_n\left(\eta_n + \frac{\xi_n}{l_n}\right) + \alpha_{n-1} l_{n-1}\left(\eta_{n-1} + \frac{\xi_{n-1}}{l_{n-1}}\right) + \ldots + (\alpha_{n-1}\ldots\alpha_1) l_1\left(\eta_1 + \frac{\xi_1}{l_1}\right)}{l_n + \alpha_{n-1} l_{n-1} + \ldots + (\alpha_{n-1}\ldots\alpha_1) l_1} \tag{20}$$

Atestarea valabilităţii cascadării în vederea realizării unor transformări termodinamice de tipul celor din figura 1, cere a se demonstra că $\eta \leqslant 1$. Pentru aceasta este suficient, în baza relaţiei (20) a arăta că

$$\eta_l + \frac{\xi_l}{l_l} \leqslant 1. \tag{21}$$

Dacă în (21) se înlocuieşte expresia (19) şi se ţine cont de (5) şi că $\varepsilon_l = \frac{q_l}{l_l}$, rezultă că relaţia (21) devine egală cu unu cînd $\varepsilon_l = \varepsilon_{lc} = \frac{T_l}{T_{l-1} - T_l}$ deci egală cu eficienţa ciclului Carnot, care pentru un ciclu reprezintă valoarea maximă. Pentru un ε_l oarecare, totdeauna mai mic decît ε_{lc}, este clar că valoarea expresiei (21) este mai mică decît unu, deci ceea ce trebuia demonstrat. Consecinţa directă este că şi $\eta \leqslant 1$.

Pentru un număr infinit de etaje, cînd fiecare ciclu în parte devine un ciclu Carnot se demonstrează uşor că $\eta = 1$.

Expresia randamentului termodinamic (20) are o valabilitate generală, ea putînd fi aplicată atît pentru utilizarea unui singur agent frigorific cît şi pentru utilizarea a n agenţi frigorifici. Aceasta este posibil dată fiind condiţia de legătură dintre cicluri (14) şi alegerea mărimilor de calcul conform sistemului (13).

Şi în cazul de faţă se poate exprima randamentul termodinamic sub o formă asemănătoare cu (11) şi deci să fie valabilă aceeaşi concluzie referitoare la însumarea randamentelor parţiale. Pentru aceasta se notează

$$\omega_l = \frac{(\alpha_{n-1}\alpha_{n-2}\ldots\alpha_l) l_l}{l_n + \alpha_{n-1} l_{n-1} + \ldots + (\alpha_{n-1}\ldots\alpha_1) l_1} \tag{22}$$

$$\Phi_l = \eta_{il} + \frac{\xi_l}{l_l} \tag{23}$$

şi se obţine

$$\eta_l = \sum_1^n \omega_l \Phi_l . \tag{24}$$

CONCLUZII

Expresia randamentului termodinamic al ciclurilor firgorifice legate în cascadă, scris sub forma (20) permite următoarele discuţii.

Cazul banal îl formează valoarea $\eta_l = 1$, de unde rezultă că $\Phi_l = 1$, ceea ce duce la $\frac{q_l}{l_l} = \varepsilon_{lc}$, realizabil doar pentru ciclul Carnot sau la un număr infinit de etaje.

Cazul general este acela, cînd se impune, indiferent din ce considerente — în speță economice, ca transformările energetice să se efectueze la un anumit nivel calitativ, ceea ce exprimat matematic înseamnă

$$\eta = C = \text{const.} \tag{25}$$

unde $0 < C < 1$.

Se va studia doar cazul Φ_i constant pentru toate etajele cascadei, care permite cea mai sugestivă interpretare a modului de cascadare *).

Pentru condiția (25) din (20), dînd factor comun pe Φ_i rezultă

$$\eta = C = \Phi_i = r_i + \frac{\xi_i}{l_i} = \text{const.} \tag{26}$$

Făcînd următoarele notații

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{T_{i-1}}{T_i} \\ \theta &= \frac{T_0}{T_i} \end{aligned} \tag{27}$$

unde δ reprezintă raportul celor două temperaturi ale ciclului curent i și θ depărtarea ciclului față de temperatura mediului ambiant T_0, se obține ecuația

$$\frac{A}{\delta} - \frac{B}{\theta} - 1 = 0 \tag{28}$$

unde

$$\begin{aligned} A &= \frac{\varepsilon_i + 1}{\varepsilon_i} \\ B &= \frac{1 - C}{\varepsilon_i}. \end{aligned}$$

Domeniul de variație a rapoartelor (27) este

$$\begin{aligned} 1 &\leqslant \delta \leqslant \theta \\ 1 &\leqslant \theta \leqslant \infty \end{aligned}$$

și reprezentarea ecuației (28) este arătată în figura 4 unde se pot citi și valorile limită ale lui δ și θ.

Valoarea lui B este mică față de unu și devine zero pentru ciclul Carnot ($C = 1$) sau pentru un număr infinit de etaje. Aceasta înseamnă că practic $\delta = \text{const.}$ pentru întregul interval de temperatură de la 0 °K la T_0.

*) În baza prezentei lucrări și [1] se poate interpreta prin exemplificări numerice pentru fiecare caz în parte, condiția Φ_i variabil pentru $\eta = C$; soluția se alege prin compararea datelor.

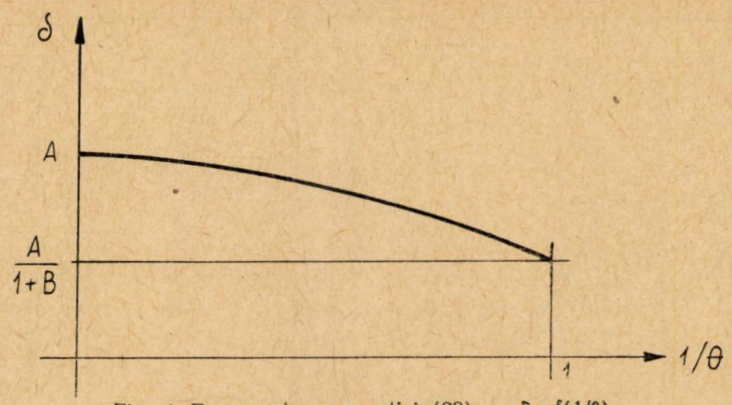


Fig. 4. Reprezentarea ecuației (28) — $\delta = f(1/\theta)$.

Scriind

$$\frac{T_0}{T_1}\,\frac{T_1}{T_2}\cdots\frac{T_{i-1}}{T_i}\cdot\cdot\frac{T_{n-1}}{T_n}=\frac{T_0}{T_n}=\delta^n$$

rezultă variația numărului de etaje al cascadei în funcție de temperatura cea mai scăzută a procesului

$$n=\frac{\ln\dfrac{T_0}{T_n}}{\ln\delta}. \tag{29}$$

În figura 5 este reprezentată această variație.

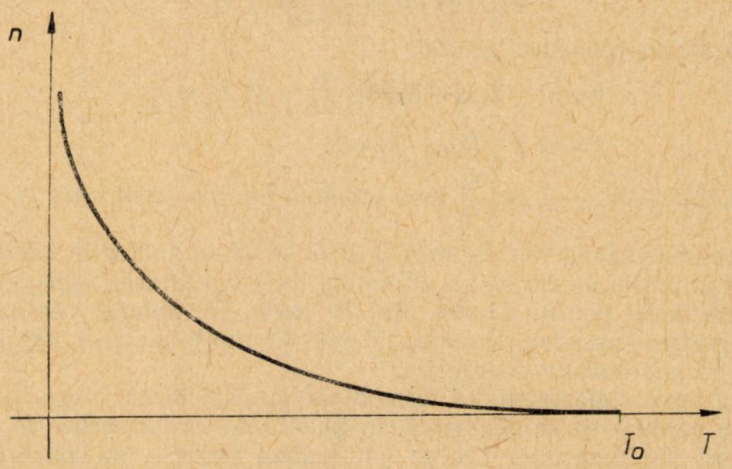


Fig. 5. Variația numărului de etaje n al cascadei în funcție de temperatura minimă a procesului.

Cea mai sugestivă interpretare se obține atunci cînd se reprezintă variația diferenței de temperatură a ciclului curent în funcție de depărtarea lui de la temperatura mediului ambiant.

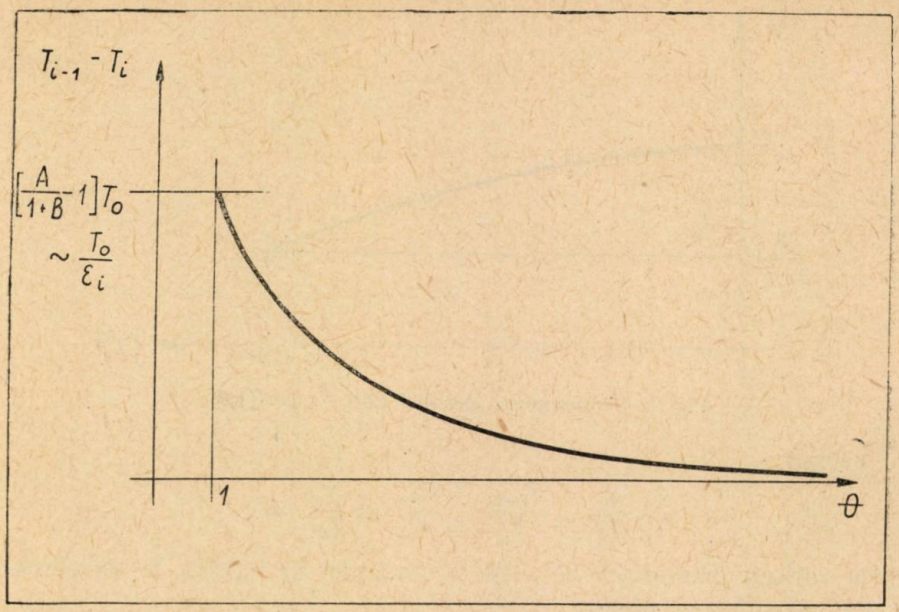


Fig. 6. Variația limitelor de temperatură a ciclurilor cascadei în funcție de depărtarea de temperatura mediului ambiant.

Ținînd cont de (28) se scrie ecuația

$$T_{i-1} - T_i = \frac{\theta(A-1)-B}{\theta^2+\theta B} T_0 \tag{30}$$

care are următoarele valori limită :

$$\theta = 1 ; \quad T_{i-1} - T_i = \left(\frac{A}{1+B} - 1\right) T_0 \approx \frac{T_0}{\varepsilon_i}$$

$$\theta = \infty ; \quad T_{i-1} - T_i = 0 .$$

Aproximația $T_{i-1} - T_i \approx \frac{T_0}{\varepsilon_i}$ este valabilă pentru cazul cînd C tinde către unu.

Din reprezentările din figurile 5 și 6 se obțin indicații referitoare la alegerea numărului de etaje și a diferenței de temperatură, respectiv a parametrilor de lucru pentru fiecare etaj în parte, în vederea realizării unui proces frigorific cascadat, care să lucreze în limite impuse din punct de vedere al transformărilor energetice.

Cunoașterea randamentului termodinamic al ciclurilor firgorifice legate în cascadă permite să se afirme că, în funcție de forma curbei de echilibru lichid-vapori din diagrama TS, se pot realiza procese, în concordanță cu întîia și a doua lege a termodinamicii, unde transformările de stare au loc conform figurei 1 ; de asemenea permite interpretarea valorică, cantitativă și calitativă, a transformărilor energetice care au loc în procesul de cascadare și dă indicații asupra modului de cascadare a unui proces frigorific, în special pentru obținerea temperaturilor foarte joase, la care se impune un anumit randament termodinamic.

BIBLIOGRAFIE

1. M. Peculea, Betrachtungen über die Leistungsziffer der Kälteanlage in Kaskadenschaltung. Rev. Roum. de Physique, vol. 9, Nr. 9, 1964, p. 845—856.
2. W. Fratzscher, Zum Begriff des exergetischen Wirkungsgrades. B.W.K., vol. 13, nr. 11, 1961, p. 486—493.
3. H. Glaser, Die thermodynamische Untersuchung von Kälteprozessen mit Hilfe der technischen Arbeitsfähigkeit. Kältetechnik, vol. 15, nr. 3, 1963, p. 344—353.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ К.П.Д. ОХЛАЖДАЮЩИХ ЦИКЛОВ СВЯЗАННЫХ В КАСКАД

(РЕЗЮМЕ)

Исходя из каскадирования охлаждающего цикла Карно, для которого определяется термодинамический к.п.д., рассматривается каскадирование охлаждающего процесса с холодными парами с точки зрения энергетических преобразований, откуда получается общее выражение термодинамического к.п.д. охлаждающих циклов связанных в каскад. Рассмотрение результата позволяет указать вид каскадирования охлаждающего процесса для получения сверхнизких температур, с целью выбора числа этажей и рабочих параметров каждого этажа в отдельности.

DER THERMODYNAMISCHE WIRKUNGSGRAD VON KÄLTEKREISPROZESSEN IN KASKADENSCHALTUNG

(ZUSAMMENFASSUNG)

Von der Kaskadierung eines Carnotschen Kältekreisprozesses ausgehend, für welchen die Bestimmung des thermodynamischen Wirkungsgrades erfolgt, wird auf das Studium der Kaskadierung eines Kälteprozesses mit Kaltdämpfen, in Bezug auf die energetischen Umwandlungen welche hier stattfinden, eingegangen und ein allgemeiner Ausdruck für den thermodynamischen Wirkungsgrad der Kältekreisprozesse in Kaskadenschaltung abgeleitet.

Die Analyse des Ergebnisses ermöglicht die Angabe der Kaskadierungsart eines Kälteprozesses zur Erzeugung tiefster Temperaturen, betreffs der Wahl der Stufenanzahl sowie der Arbeitsparameter für die einzelnen Stufen

CONTRIBUȚII LA STUDIUL INJECTOARELOR CU ȘTIFT CU UNGHI DE CONICITATE NEGATIV

DE

T. RAICA, A. FERENCZ

1. INTRODUCERE

In lucrarea de față se face un studiu teoretic și experimental asupra injectoarelor cu știft cu unghi de conicitate negativ, urmărindu-se variația coeficientului de debit la funcționarea cu motorină și cu combustibil de calorifer, tip A, STAS 54-49, în vederea utilizării acestui combustibil în motoarele Diesel cu antecameră. Injectoarele cu știft cu unghi de conicitate negativ se folosesc în vederea reducerii cantității de combustibil introdus în antecameră în perioada întîrzierii la aprindere și pentru pulverizarea combustibilului sub forma unui con în direcția orificiului de legătură dintre antecameră și cilindrul motorului. Pentru determinări s-au folosit injectoarele de la motorul MG-120 fabricat la Uzinele 23 August București, care funcționează în laboratorul de Material rulant de la Institutul Politehnic Timișoara.

Pentru stabilirea coeficientului de debit μ în funcție de ridicarea h a acului pulverizatorului s-a folosit expresia :

$$\mu = \frac{(\mu S_t)}{S_t} \tag{1.1}$$

în care : (μS_t) reprezintă secțiunea de curgere reală determinată prin încercări experimentale ;

S_t — secțiunea geometrică de curgere calculată pentru dimensiuni date ale acului și corpului pulverizatorului.

2. CALCULUL SECȚIUNILOR GEOMETRICE DE CURGERE

Pentru injectoarele cu știft cu unghi de conicitate negativ, figura 1, cu legea de variație a secțiunilor geometrice, figura 2, se pot folosi pentru calculul secțiunilor geometrice formulele (2.1.1)—(2.1.7) date în lucrările [1]

și [2], pe baza cărora se pot diferenția următoarele faze de funcționare :

Faza I. Cursa de laminare

$$(0 \leqq h \leqq h_1)$$

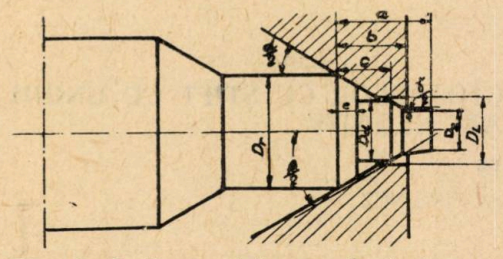


Fig. 1. Secțiune printr-un pulverizator cu unghi de conicitate negativ.

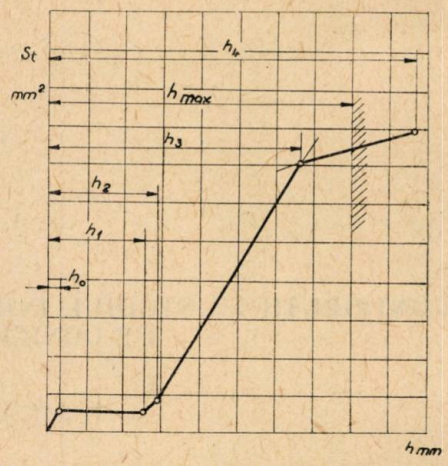


Fig. 2. Variația secțiunilor geometrice de curgere (S_t) în funcție de ridicarea acului pulverizatorului (h).

Secțiunea geometrică de curgere :

$$S_{\overline{BC}} = \pi h \sin\frac{\alpha}{2}\left(D_r - 2e\,\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2} + \frac{h}{2}\sin\alpha\right) \tag{2.1.1}$$

crește repede de la valoarea zero realizată pentru acul pulverizatorului închis ($h=0$) pînă la valoarea

$$S_{Dd} = \frac{\pi}{4}(D_L^2 - D_d^2) = S_1 \tag{2.1.2}$$

obținută pentru ridicarea acului pulverizatorului cu :

$$h_0 = \frac{1}{\sin\alpha}\left\{\left[\left(D_r - 2e\,\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}\right)^2 + (D_L^2 - D_d^2)\cos\frac{\alpha}{2}\right]^{1/2} - \left(D_r - 2e\,\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}\right)\right\}. \tag{2.1.3}$$

Secțiunea S_{Dd} rămîne constantă de la $h=h_0$, pînă la $h=h_1$ astfel încît cursa de laminare se termină pentru :

$$h_1 = c - \frac{D_r - D_L}{2} e\,\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}. \tag{2.1.4}$$

Faza II. ($h_1 \leqq h \leqq h_2$), figura 3.

Cursa acului ($h_2 - h_1$) corespunzătoare acestei faze este mică, dar rămîne ca o parte a liniei caracteristice a pulverizatorului. La sfîrșitul fazei se obține :

$$|S_{JG}|_{h_2} = \frac{S_{Dd}}{\cos\frac{\alpha}{2}} = \frac{\pi}{4\cos\frac{\alpha}{2}}(D_L^2 - D_d^2) = S_2 \tag{2.1.5}$$

pentru :

$$h_2 = \frac{D_L D_d}{2}\,\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2} + h_1. \tag{2.1.6}$$

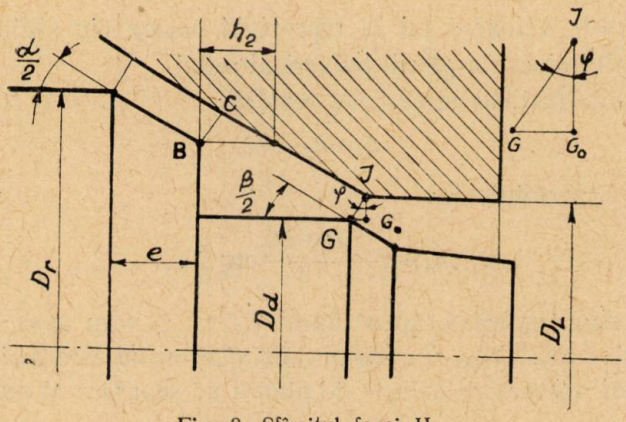


Fig. 3. Sfîrșitul fazei II.

Faza III. Deschiderea principală ($h_2 \leqq h \leqq h_3$).

Pentru $\varphi = \frac{\alpha}{2}$ și $h > h_2$, dacă $\alpha < \beta$, secțiunea hotărîtoare este:

$$|S_{\overline{MG}}|_{h_2}^{h_3} = \frac{\pi}{4\cos\frac{\alpha}{2}} \{[D_L + (h-h_2)\sin\alpha]^2 - D_d^2\}. \qquad (2.1.7)$$

Pentru știftul cu conicitate negativă $\left(-\frac{\gamma}{2}\right)$ care se subțiază spre vîrf se formează între muchia exterioară a corpului pulverizatorului și partea conică ascuțită a acului o secțiune circulară mereu mai mare decît secțiunea dintre muchia interioară a găurii și partea conică mai groasă.

În felul acesta pentru muchia interioară a găurii se formează o secțiune [3]:

$$|S_{\overline{JQ}}|_{h_3}^{h_4} = \pi \left\{ D_L - \left[\frac{D_L - D_Z}{2} \cos\frac{\gamma}{2} - \left(a - \frac{D_r - D_L}{2} \operatorname{ctg}\frac{\alpha}{2} - h \right) \sin\frac{\gamma}{2} \right] \cos\frac{\gamma}{2} \right\} \cdot$$

$$\cdot \left[\frac{D_L - D_Z}{2} \cos\frac{\gamma}{2} - \left(a - \frac{D_r - D_L}{2} \operatorname{ctg}\frac{\alpha}{2} - h \right) \sin\frac{\gamma}{2} \right] \cdot \qquad (2.1.8)$$

Din relația (2.1.7) și (2.1.8) rezultă pentru calculul lui h_3 relațiile:

$$Z_3^2 + C_1 Z_3 + C_2 = 0 \qquad (2.1.9)$$

în care:

$$Z_3 = a - \frac{D_r - D_L}{2} \operatorname{ctg}\frac{\alpha}{2} - h_3 \qquad (2.1.9a)$$

$$Z_2 = a - \frac{D_r - D_L}{2} \operatorname{ctg}\frac{\alpha}{2} - h_2. \qquad (2.1.9b)$$

Determinarea analitică a lui h_3, C_1, C_2 etc., este prea complicată, astfel că h_3 se determină grafic. Se calculează valorile lui $|S_{\overline{MG}}|$, respectiv $|S_{\overline{JQ}}|$ pentru diferite valori a lui h și se reprezintă grafic variația lor în funcție de h, la intersecția celor două linii rezultînd h_3.

Pentru $h=0$, valoarea lui Z_3 reprezintă partea din știftul conic ieșită peste muchia interioară a găurii pulverizatorului.

Din relațiile (2.1.9a) și (2.1.10) rezultă:

$$Z_3=h_4-h_3.$$

Faza IV se termină cu:

$$h_4=a-\frac{D_r-D_L}{2}\operatorname{ctg}\frac{\alpha}{2}. \qquad (2.1.10)$$

Această fază, figura 4, apare dacă $Z_3>0$ și vom avea $h_4 \geqq h_{max} \geqq h$. De obicei însă cursa ($h_{max}$) a acului pulverizatorului este mai mică decît h_3 căci umărul de așezare se lovește de planul de separare al pulverizatorului.

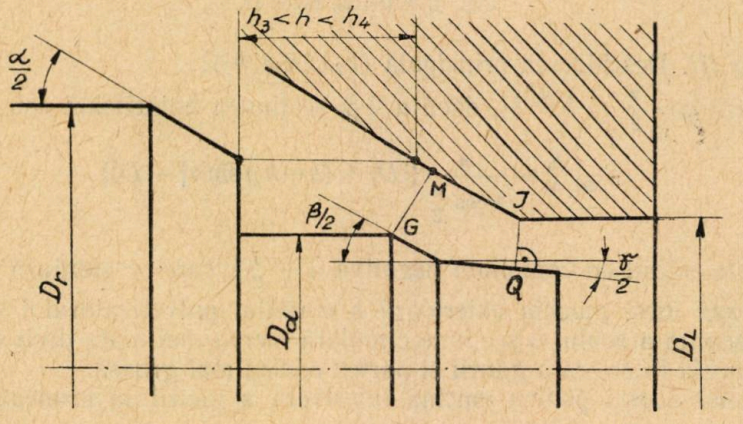


Fig. 4. Faza IV.

Exemplu de calcul pentru injectorul nr. 7 cu dimensiunile măsurate $D_r=3{,}00$; $D_d=1{,}52$; $D_z=1{,}1$; $D_L=1{,}54$ mm; $\frac{\alpha}{2}=29°40'$ și $\frac{\gamma}{2}=4°20'$.

Faza I.

$$h_1=1{,}44-\frac{3{,}00-1{,}54}{2\,0{,}56962}=0{,}1585 \text{ mm.} \qquad \text{conform (2.1.4)}$$

$$S_1=\frac{\pi}{4}(1{,}54^2-1.52^2)=0{,}0481 \text{ mm}^2. \qquad (2.1.2)$$

$$h_0=\frac{1}{0{,}86015}\{[(3{,}00-2\cdot 0{,}49\cdot 0{,}56962)^2+$$

$$+(1{,}54^2-1{,}52^2)\,0{,}86892]^{\frac{1}{2}}-(3{,}00-2\cdot 0{,}49\cdot 0{,}56962)\}$$

$$h_0=0{,}0108 \text{ mm} \qquad (2.1.3)$$

Faza II.

$$S_2 = \frac{0{,}0481}{0{,}86892} = 0{,}0553 \text{ mm}^2 \tag{2.1.5}$$

$$h_2 = 0{,}1585 + \frac{1{,}54-1{,}52}{2}\, 0{,}56962 = 0{,}1642 \text{ mm} \tag{2.1.6}$$

Faza III. Prin încercări s-a ajuns la valoarea $h_3 = 0{,}4137$ mm pentru care :

$$S_3 = |S_{\overline{MG}}|_{h_3} = \frac{\pi}{4 \cdot 0{,}86892}\{[1{,}54 + (0{,}4137 - 0{,}1642)\, 0{,}86015]^2 - 152^2\} =$$

$$= 0{,}6943 \text{ mm}^2 \tag{2.1.7}$$

și

$$S_3 = |S_{\overline{JQ}}|_{h_3} = \pi\left\{1{,}54 - \left[\frac{1{,}54-1{,}1}{2}\, 0{,}99714 - \left(2{,}48 - \frac{3-1{,}54}{2 \cdot 0{,}56962} - \right.\right.\right.$$

$$\left.\left.\left. - 0{,}4137\right) 0{,}07556\right] 0{,}99714\right\} \cdot \left[\frac{1{,}54-1{,}1}{2}\, 0{,}99714 - \right.$$

$$\left. - \left(2{,}48 - \frac{3{,}00-1{,}54}{2 \cdot 0{,}56962} - 0{,}4137\right) 0{,}07556\right] = 0{,}6942 \text{ mm}^2 \tag{2.1.8}$$

S-au mai calculat valorile secțiunilor $|S_{\overline{JQ}}|$ pentru $h = 0{,}5$ și $0{,}6$ mm și a rezultat :

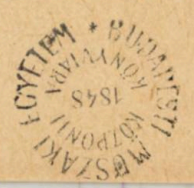
$$|S_{\overline{JQ}}|_{0,5} = 0{,}71907 \text{ mm}^2 \text{ și } |S_{\overline{JQ}}|_{0,6} = 0{,}7475 \text{ mm}^2$$

care au servit pentru determinarea grafică a lui h_3.

Rezultatele obținute s-au reprezentat în figura 7.

3. DETERMINAREA SECȚIUNILOR REALE DE CURGERE

Instalația realizată în Laboratorul de mașini termice, I.P.T., pentru încercarea injectoarelor, reprezentată în figura 11, lucrarea [2], s-a folosit pentru încercarea a șase injectoare pentru funcționarea cu motorină. Rezultatele măsurătorilor sînt prezentate în figura 5 în care s-a reprezentat variația secțiunilor reale de curgere (μS_t) în funcție de ridicarea acului pulverizatorului (h), la presiunea de injecție de 70 kgf/cm² și temperatura de 18 °C. Pentru injectorul nr. 7 s-au făcut măsurători pentru funcționarea cu motorină și cu combustibil calorific, tip A, STAS 54-49, încălzit la 50 °C. Înainte de încercări combustibilul de calorifer a fost curățit la temperatura de 70 °C



în centrifuga tip FC-100, seria 1, de 22 kW cu turația de 16 000 rot/min, fabricată în R.P.U., instalată în laboratorul de Material rulant, I.P.T. și apoi i s-a adăugat 10% (volum) motorină.

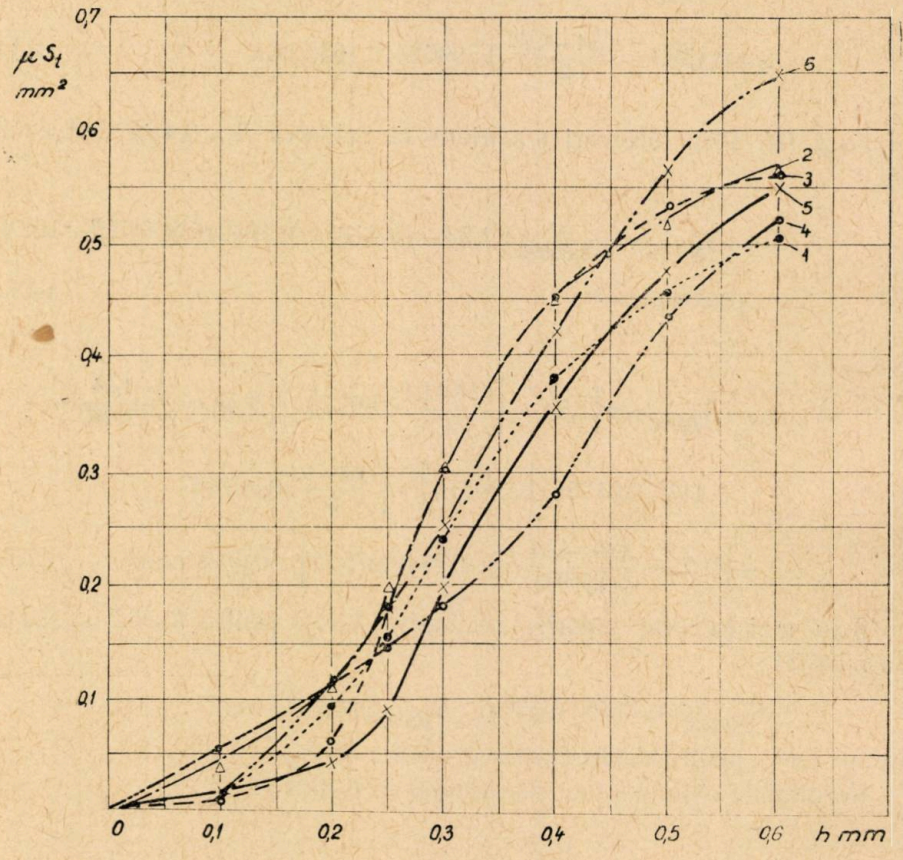


Fig. 5. Variația secțiunilor reale de curgere (μS_t) în funcție de ridicarea acului pulverizatorului (h).

In figura 6 s-au reprezentat pentru comparație variația secțiunilor (μS_t) în funcție de (h) ridicarea acului, la funcționarea cu motorină și pentru ombustibil de calorifer, comportarea injectorului fiind identică pentru cei doi combustibili.

Cu ocazia încercărilor injectorului nr. 7 s-a putut aprecia buna curățire a combustibilului în centrifugă, căci nu s-a constatat tendința de înfundare a pulverizatorului chiar la deschideri mici ale acului.

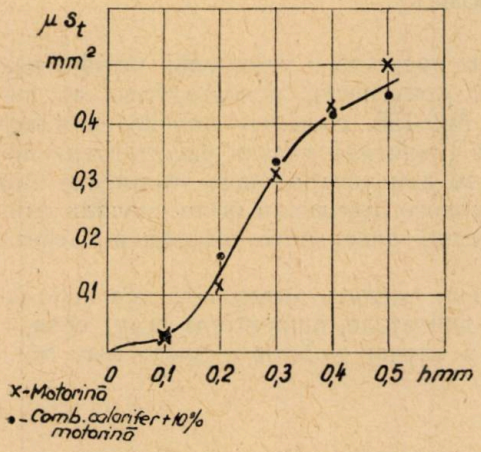


Fig. 6. Variația secțiunilor reale de curgere (μS_t) în funcție de ridicarea acului pulverizatorului (h).

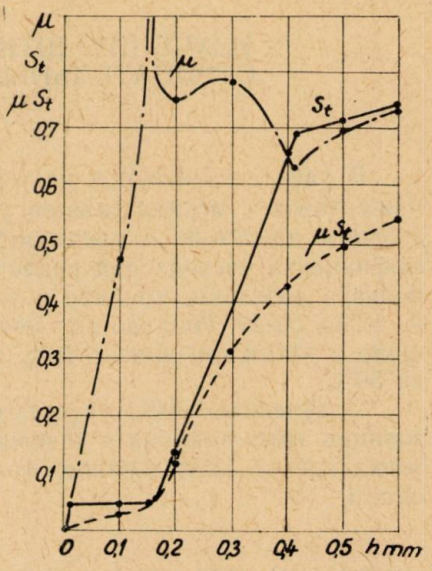


Fig. 7. Variația secțiunilor (S_t), (μS_t) și a coeficientului de debit (μ) în funcție de h pentru pulverizatorul nr. 7.

În figura 7 s-au reprezentat în funcție de ridicarea h a acului pulverizatorului variația secțiunilor teoretice de curgere (S_t) a secțiunilor reale (μS_t), precum și a coeficientului de debit (μ). Rezultatele sînt comparabile cu cele obținute pentru pulverizatoare similare, lucrarea [1], [3].

4. CONCLUZII

Pe baza calculelor și măsurătorilor efectuate cu injectoarele cu știft cu unghi de conicitate negativ de la un motor MG-120 cu antecameră s-au stabilit secțiunile toretice și reale de curgere și apoi coeficientul de debit pentru funcționarea cu motorină și cu combustibil de calorifer, tip A, STAS 54-49, curățit, amestecat cu 10% (volum) motorină și încălzit la 50 °C. Rezultatele obținute permit să se tragă concluzia că în cazul utilizării acestui combustibil într-un motor cu aprindere prin compresiune injectoarele se vor comporta sub aspectul cercetat la fel ca și în cazul funcționării cu motorină.

BIBLIOGRAFIE

1. W. Sander, F. Schellknecht, Geometrische Durchflussquerschnitte von geschlossenen Zapfendüsen, Kraftfahrzeugtechnik, H. 8, Berlin (pp. 388—389).
2. T. Raica, N. Lemneanu, Contribuții la studiul injectoarelor cu cep. Buletinul științific și tehnic, I.P.T., Tom. 8 (22), Fasc. 2, 1963 (pp. 361—377).
3. ing. Klemm, ing. Dittrich, Geometrische Durchflussquerschnitte von geschlossenen Zapfendüsen, Kraftfahrzeugtechnik, H. 10, 1957, Berlin (pp. 298—302).

К ИЗУЧЕНИЮ ШТИФТОВЫХ ИНЖЕКТОРОВ С ОТРИЦАТЕЛЬНЫМ УГЛОМ КОНУСНОСТИ

(РЕЗЮМЕ)

В работе излагаются результаты расчетов и измерений штифтовых инжекторов с отрицательным углом конусности, используемых на дизельном двигателе с предкамерой MG-120, с целью определения коэффициента расхода при различных поднятиях иголки распылителя используя дизельное топливо и топливо для центрального отопления тип A, STAS 54-49. Топливо для центрального отопления было сначала очищено а затем смешано с 10% (объема) дизельного топлива и нагрето до 50°C.

Полученные результаты позволяют сделать вывод, что при использовании этого топлива в дизельном двигателе, инжекторы ведут себя, с точки зрения исследования, как и в случае работы с дизельным топливом.

BEITRÄGE ZUM STUDIUM VON ZAPFENDÜSEN MIT NEGATIVEM KONIZITÄTSWINKEL

(ZUSAMMENFASSUNG)

In der vorliegenden Arbeit werden die Ergebnisse, der für Zapfendüsen, mit negativem Konizitätswinkel, eines Dieselmotors, mit Vorkammer der Type MG-120, durchgeführten Rechnungen und Messungen, dargelegt, auf Grund deren die Bestimmung der Durchflusszahl, für verschiedene Stellungen der Düsennadel, bei Betrieb mit Gasöl und Heizöl typ A STAS 54-49, durchgeführt werden kann. Das Heizöl wurde nach vorheriger Reinigung mit 10% (Volumanteil) Gasöl gemischt und auf 50 °C vorgewärmt.

Die erhaltenen Ergebnisse ermöglichen die Schlussfolgerung, dass bei Verwendung des untersuchten Brennstoffes in einem Dieselmotor, dessen Düsen sich, vom untersuchten Standpunkte aus, wie bei Betrieb mit Gasöl verhalten.

CONTRIBUȚII LA STUDIUL FINEȚII ȘI UNIFORMITĂȚII PULVERIZĂRII IN CAZUL INJECTOARELOR TURBIONARE CU AER DE ÎNALTĂ PRESIUNE

DE

C. UNGUREANU, H. GUTMAYER, FR. NEISS

1. INTRODUCERE

Dintre caracteristicile unui jet de lichid pulverizat, finețea și uniformitatea pulverizării sînt, fără îndoială, cele mai importante, deoarece ele determină în cea mai mare măsură viteza de formare a amestecului carburant, respectiv viteza de ardere în condițiile date de presiune, temperatură și factori hidrodinamici cunoscuți.

De aceea este normal ca în literatura de specialitate să întîlnim numeroși cercetători și numeroase lucrări publicate, care să se ocupe de finețea și uniformitatea pulverizării. Cele mai multe lucrări de acest gen s-au efectuat pentru injectoarele cu pulverizare mecanică, care sînt cele mai răspîndite și cele mai economice [1], [2], [3], și pentru injectoarele pneumatice cu aer de joasă presiune [4], [5], dar în număr restrîns pentru injectoarele pneumatice cu aer de înaltă presiune [6], [7], [8], [9], [10], care se folosesc mai rar.

2 CONSIDERAȚII GENERALE

În scopul de a se încadra rezultatele experiențelor făcute în laborator cu un injector turbionar cu aer de înaltă presiune, este util să se prezinte succint rezultatele obținute pînă în prezent, în ceea ce privește determinarea finețiі de pulverizare.

După cum se știe, finețea pulverizării se apreciază după valoarea diametrului mediu al norului de picături, care apare în procesul de descompunere al vînei de lichid datorită pulsațiilor determinate de forma duzei prin care iese lichidul, de turbulență inițială a lichidului în jet, de proprietățile fizice ale fluidelor pulverizant și pulverizat, de viteza lor relativă etc.

Dată fiind complexitatea fenomenului și multitudinea factorilor care-l influențează, ecuațiile diferențiale, care descriu procesul descompunerii vînei de lichid, sînt foarte complicate și greu de integrat dacă nu chiar imposibil. De aceea, în practică, legătura dintre diametrul mediu al norului de picături și parametrii fizici și geometrici, care caracterizează și determină finețea de pulverizare, este redată sub forma unor relații empirice, de cele mai multe ori incomplete.

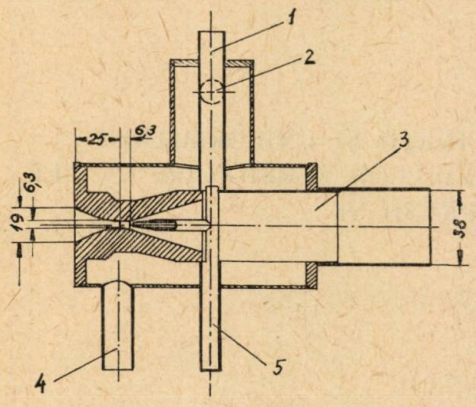


Fig. 1. Pulverizator Venturi [6].

Astfel Conroy și Johnstone [6], studiind picăturile de ceară obținute cu ajutorul unui injector cu ajutaj Venturi reprezentat schematic în fig. 1, stabilesc că pentru viteze subsonice în secțiunea minimă a ajutajului, diametrul mediu Sauter al norului de picături se poate exprima prin relația :

$$d_{ms} = 336 \frac{1{,}5 + \frac{G_l}{G_a}}{G_a^{0{,}9}} [\mu] \qquad (1)$$

iar pentru viteze sonice :

$$d_{ms} = 8\,100 \frac{1{,}5 + \frac{G_l}{G_a}}{G_a^{1{,}63}} [\mu] \qquad (1a)$$

în care G_l și G_a reprezintă debitul masic al fluidului pulverizant și pulverizat în kg/s.

Rezultatele încercărilor făcute pe o familie de injectoare în care se realizează viteze sonice ale aerului reprezentate schematic în fig. 2 sînt redate în lucrarea [7]. Ca indice de apreciere a finetii de pulverizare s-a ales diametrul median volumetric, adică diametrul picăturii pentru care jetul se împarte în două volume egale. Rezultatele încercărilor pentru pulverizarea apei sînt prezentate în fig. 3, în care este redată dependența dintre diametrul median volumetric în funcție de raportul debitului masic de apă și aer. Din cercetările făcute a rezultat că la un raport constant dintre debitul de aer și apă, diametrul median volumetric nu depinde de presiunea inițială a aerului și de debitul de apă și crește cu mărirea raportului G_l/G_a, ceea ce corespunde cu datele lucrării [8], dar contravine concluziilor din lucrarea [6].

Mărirea diametrului ajutajului de aer a condus la înrăutățirea pulverizării, diametrul mediu al picăturilor crescînd aproximativ proporțional cu diametrul orificiului pentru aer la puterea 0,4.

În lucrările [9] și [10] sînt prezentate rezultatele încercărilor de pulverizare folosindu-se injectoare melcate (vezi fig. 4). Canalele spirale din interiorul injectorului imprimă curentului de aer o mișcare de rotație pronunțată

și de aceea, la întîlnirea cu pelicula de combustibil, care pătrunde în direcție tangențială prin rostul îngust dintre piesa centrală și mantaua exterioară a injectorului, se produce o bună pulverizare. Încercările au fost efectuate pe

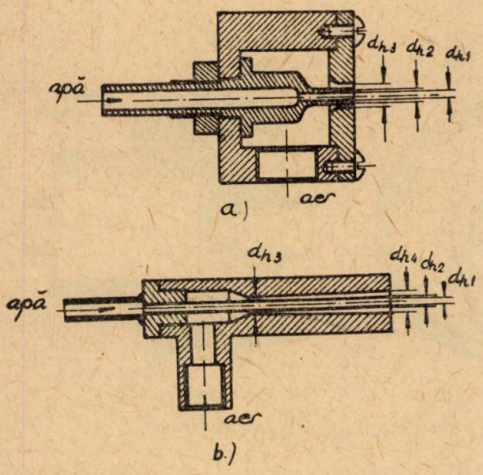


Fig. 2. Injectoare pneumatice cu aer de înaltă presiune încercate de Golitzine [7].

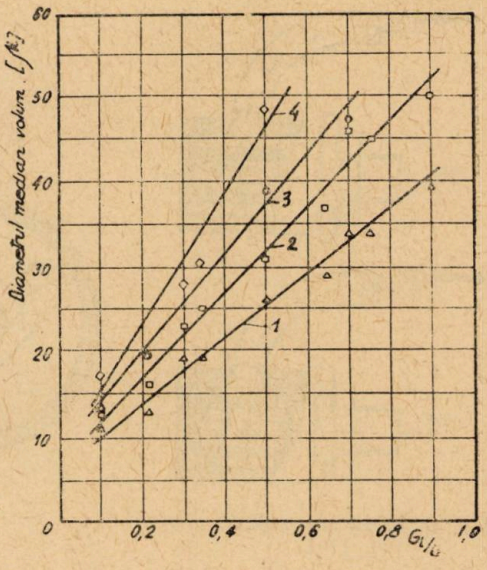


Fig. 3. Variația diametrului median volumetric în funcție de raportul dintre debitul de combustibil și de aer, în cazul familiei de injectoare prezentate în fig. 2. [7].

injectoare cu lățimea rosturilor 0,127 și 0,254 mm, presiuni ale aerului de la 1,4 la 7 ats, presiuni ale combustibilului de la 0,7 și 3,5 ats, folosind ceară topită cu vîscozitatea cinematică între 10 și 20 centistokes. Deși datele obținute au fost insuficiente pentru scoaterea de relații precise, rezultatele au arătat că dimensiunea medie a picăturii se mărește cu mărirea debitului de combustibil, cu micșorarea debitului de aer, cu mărirea lățimii rosturilor prin care pătrunde combustibilul și cu creșterea vîscozității acestuia.

3. CONSIDERAȚII CU PRIVIRE LA ECUAȚIA DE INVARIANȚI CARE CARACTERIZEAZĂ FINEȚEA DE PULVERIZARE

În literatura de specialitate, cunoscută pînă în prezent de autori, nu s-a întîlnit nici un studiu al finețiî și uniformității pulverizării pentru injectoare cu cameră turbionară cu aer de înaltă presiune.

Așa cum reise din descrierea prezentată într-o lucrare anterioară [11], cît și din schema reprezentată în fig. 5, vîna de combustibil ieșind prin duza *1* întîlnește curentul de aer, care pătrunde în camera turbionară *2* prin trei orificii tangențiale, dispuse la 120° în discul *3*, și din interacțiunea lor rezultă procesul de pulverizare.

Încercările la rece au fost făcute folosind apa în calitate de fluid pulverizat. Suprapresiunea acesteia a fost menținută constantă în tot timpul experiențelor și anume egală cu 1 ats. Duzele de combustibil au avut dia-

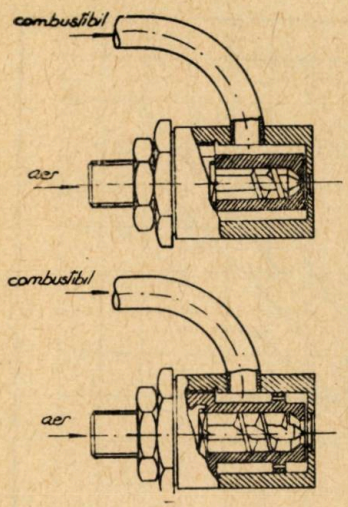


Fig. 4. Injectoare melcate [9], [10].

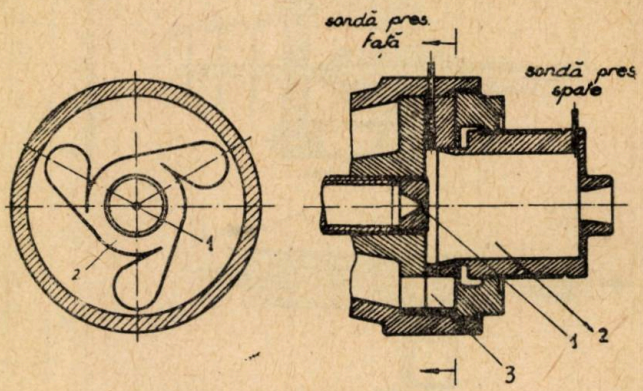


Fig. 5. Capul injectorului turbionar.

metrul de 0,5, 1,0, 1,5 și 2,0 mm, iar viteza lichidului la ieșire a variat între 12,5 și 13,6 m/s, valori mult prea mici pentru a determina o descompunere a vînei de lichid. În consecință efectul de pulverizare obținut se datorează interacțiunii curentului de aer cu vîna de combustibil.

Pentru proprietăți fizice constante ale lichidului pulverizat, așa după cum rezultă din literatură [6], [7], [8], [9], [10], cît și din observațiile directe, factorii cei mai importanți, care influențează finețea de pulverizare sînt: diametrul duzei de combustibil d_0, raportul dintre debitul de aer și combustibil G_a/G_l, viteza relativă w dintre vîna de combustibil și curentul de aer și tensiunea superficială a lichidului.

Deoarece în experiențele efectuate în scopul determinării finetii de pulverizare nu s-au variat dimensiunile geometrice ale camerei de turbionare și nici parametrii fizici ai lichidului pulverizat, funcția care leagă factorii care influențează mărimea diametrului mediu are următoarea formă:

$$d_m = f(\rho_l, \rho_a, w, d_0, G_a, G_l, \sigma). \tag{2}$$

Studiul unei astfel de dependențe se poate simplifica dacă se observă că în ecuația (2) intervin ca variabile 7 mărimi, exprimate prin trei unități fundamentale. Rezultă deci că relația (2) poate fi transformată într-o funcție de $7+1-3=5$ invarianți, iar ecuația generalizantă capătă forma:

$$\frac{d_m}{d_0} = f\left(\frac{\rho_l w^2 d_0}{\sigma}, \frac{\rho_a w^2 d_0}{\sigma}, \frac{\rho_a}{\rho_l}, \frac{G_a}{G_l}\right). \tag{3}$$

Dintre mărimile care intră în componența invarianților cuprinși în ecuația (3), viteza relativă dintre curentul de aer și vîna de combustibil în momentul interacțiunii acestora are o importanță deosebită.

Dacă în cazul injectoarelor pneumatice cu aer de înaltă presiune reprezentate în fig. 1, 2 și 4, determinarea vitezei relative nu prezintă greutăți, în cazul injectorului studiat rezolvarea acestei probleme este foarte dificilă, nu numai prin faptul că direcțiile de mișcare ale celor două fluide sînt aproape perpendiculare, dar mai ales prin faptul că viteza aerului variază atît în secțiunea camerei turbionare, cît și de-a lungul ei. În fig. 6 este reprezentată variația presiunii în camera de turbionare în funcție de presiunea inițială a aerului, la funcționarea injectorului cu duza $\phi = 1$ mm. Curbe asemănătoare au fost obținute și pentru alte duze.

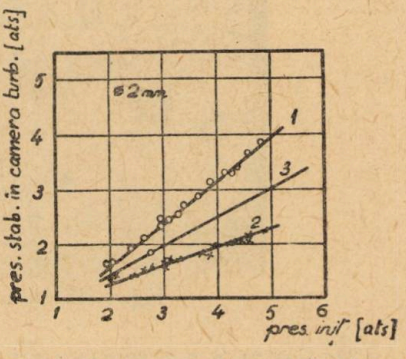


Fig. 6. Variația presiunii statice în camera turbinară în funcție de presiunea inițială a aerului.

Datorită canalelor tangențiale aerul nu se mișcă rectiliniu în camera de turbionare, ci întotdeauna sub un unghi oarecare față de axa acestuia. Cercetările experimentale ale lui Cernobîlski [12], verificate ulterior de Ivanov [13], conduc la propunerea ca unghiul de înclinare al spiralei pe care se mișcă aerul să fie egal cu 30°, valoare acceptată și de autori. În acest caz, viteza medie reală a aerului în camera turbionară se determină din formula :

$$w = \frac{4G}{\pi d_c^2 \gamma_m \sin 30°} \tag{4}$$

în care : G este debitul în kg/s, măsurat cu ajutorul unei diafragme montate în amonte de injector ;

d_a — diametrul camerei turbionare, în m ;

γ_m — greutatea specifică în $\frac{kgf}{m^3}$, considerată la presiunea medie care se stabilește în camera turbionară.

4. REZULTATELE INCERCARILOR EXPERIMENTALE

În scopul studierii finetii și uniformității pulverizării, picăturile de apă au fost captate pe o placă de sticlă acoperită cu lichidul lui Bloch și fotografiate la microscop, mărite de 86 de ori (vezi fig. 7).

Pentru caracterizarea finetii de pulverizare a norului de picături s-a folosit fie diametrul mediu Sauter (dm_s), fie diametrul mediu Vitman (dm_v) [14].

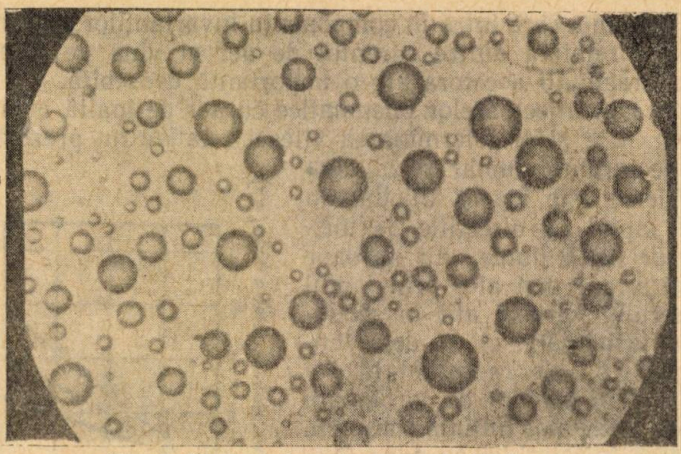


Fig. 7. Picături de apă mărite de 86 de ori.

În figura 8 s-a reprezentat dependența dintre diametrul mediu Sauter și suprapresiunea aerului la intrarea în injector. Se constată o îmbunătățire a finețiii de pulverizare odată cu creșterea presiunii aerului, fapt de altfel normal și explicabil prin creșterea vitezei curentului de aer.

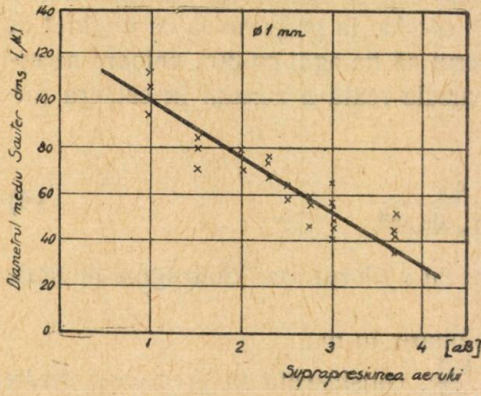


Fig. 8. Dependența dintre diametrul mediu Sauter și suprapresiunea aerului.

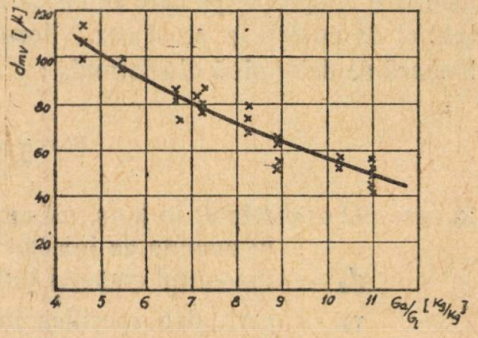


Fig. 9. Dependența diametrului mediu Vitman de raportul dintre debitul de aer și lichid.

Dependența dintre diametrul mediu Vitman și raportul dintre debitul masic de aer și lichid cînd diametrul duzei este de 1 mm, s-a reprezentat în figura 9, din care se remarcă o înrăutățire a pulverizării odată cu scăderea acestui raport.

Stabilitatea unei picături este exprimată prin cifra Weber [15] și de aceea în fig. 10 s-a reprezentat în coordonate logaritmice dependența:

$$\frac{dm_v}{d_0} = f\left(\frac{\rho_a w^2 d_0}{\sigma}\right). \qquad (5)$$

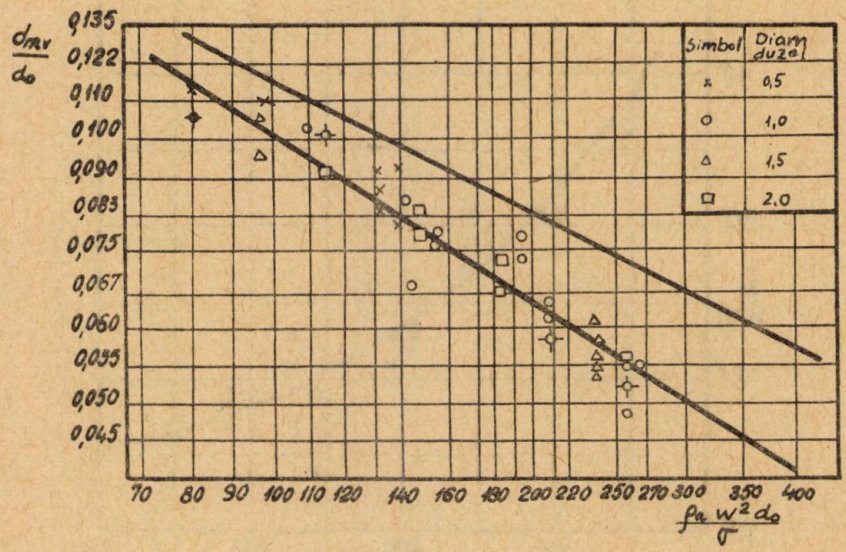


Fig. 10. Dependența $\frac{dm_v}{d_0} = f\left(\frac{\rho_a w^2 d_0}{\sigma}\right)$

Punctele experimentale se așternd destul de bine în jurul unei drepte, ceea ce a permis explicitarea relației (5) sub forma :

$$\frac{dm_v}{d_0} = 2{,}0\left(\frac{\rho_a w^2 d_0}{\sigma}\right)^{-0{,}65}. \tag{6}$$

Această relație arată că diametrul mediu al picăturilor depinde de diametrul orificiului duzei de combustibil la puterea 0,35 și de viteza relativă la puterea 1,3, adică aceasta din urmă joacă un rol mai important în procesul de pulverizare decît diametrul duzei de combustibil.

Pe figura 10 s-a trasat dreapta care corespunde ecuației :

$$\frac{dm_v}{d_0} = 1{,}24\left(\frac{\rho_a w^2 d_0}{\sigma}\right)^{-0{,}52} \tag{7}$$

dedusă [14] în cazul injectoarelor pneumatice cu aer de joasă presiune. Se remarcă că în ultimul caz pulverizarea este mai grosolană.

În procesul de descompunere a vînei de lichid apar o mulțime de picături ale căror diametre variază de la cîțiva microni la cîteva sute de microni. În această situație interesează pe de o parte diametrul maxim al picăturilor, iar pe de altă parte distribuția acestora după dimensiuni.

În figura 11 este reprezentată dependența :

$$\frac{d_{max}}{d_0} = f\left(\frac{\rho_a w^2 d_0}{\sigma}\right) \tag{8}$$

din care rezultă că diametrul maxim scade odată cu creșterea cifrei Weber.

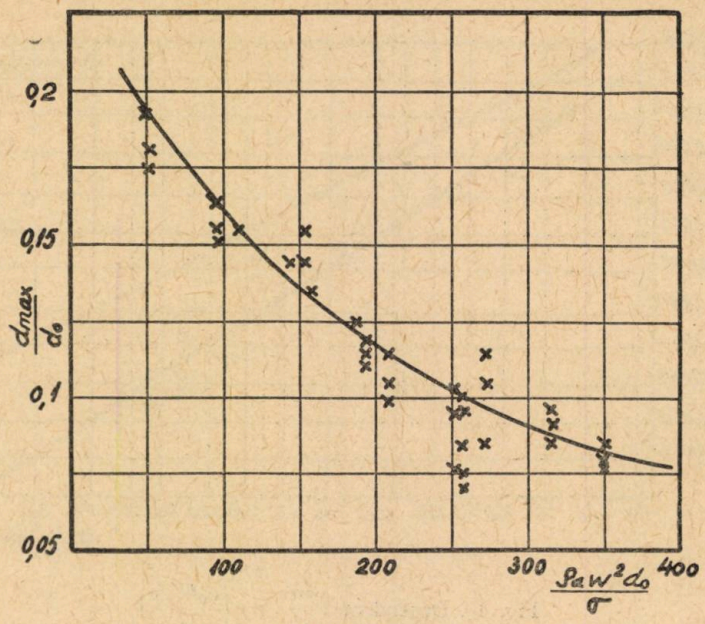


Fig. 11. Dependența $\frac{d_{max}}{d_0} = f\left(\frac{\rho_a w^2 d_0}{\sigma}\right)$

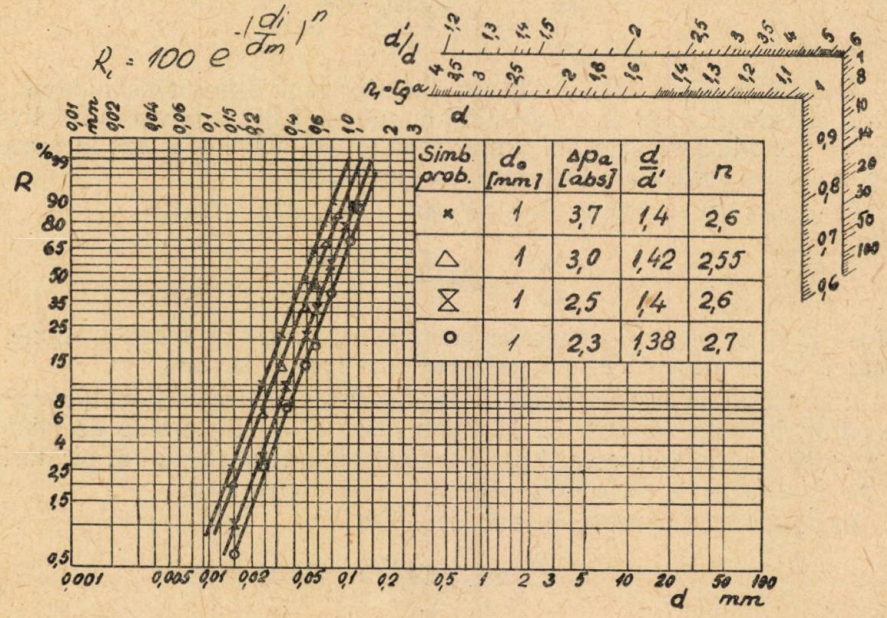


Fig. 12. Exemplu de utilizare al diagramei Rosin—Rammler—Bennett.

Referitor la distribuția numărului de picături după dimensiuni [16], [5], în ultima vreme se preferă valorificarea analizelor granulometrice în rețeaua dublu lagoritmică Rosin-Rammler-Bennett [17] deoarece parametrii granulației b și m se obțin foarte ușor cu ajutorul scărilor marginale, așa cum se evidențiază în fig. 12 pentru încercările efectuate cu duza $\Phi = 1$ mm. Se remarcă că distribuția numărului de picături în funcție de diametru depinde de regimul de funcționare al injectorului.

Pentru a stabili o caracteristică generală a uniformității folosind ecuația Rosin-Rammler, în figura 13 s-a reprezentat dependența :

$$R_i = f\left(\frac{d_i}{d_{mv}}\right) \tag{9}$$

pentru diferite regimuri de funcționare ale injectorului.

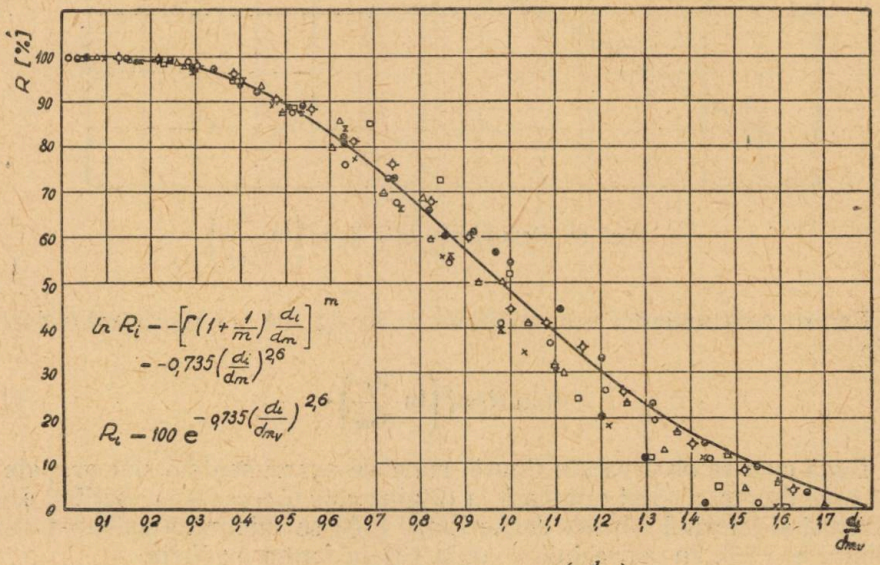


Fig. 13. Dependența $R_i = f\left(\frac{d_i}{d_{mv}}\right)$

Punctele experimentale se grupează foarte bine în jurul unei curbe, a cărei ecuație se poate stabili ușor [5], dacă se observă că în cazul cînd în ecuația Rosin-Rammler se introduce diametrul mediu al norului de picături calculat după Vitman, aceasta ia forma :

$$\ln R_i = -\left[\Gamma\left(1+\frac{1}{m}\right)\frac{d_i}{d_{mv}}\right]^m \tag{10}$$

în care : R_i— partea în greutate a tuturor picăturilor avînd diametrul mai mare sau egal cu d_i;

$\Gamma\left(1+\frac{1}{m}\right)$— cunoscuta funcție gama ;

m— argumentul funcției.

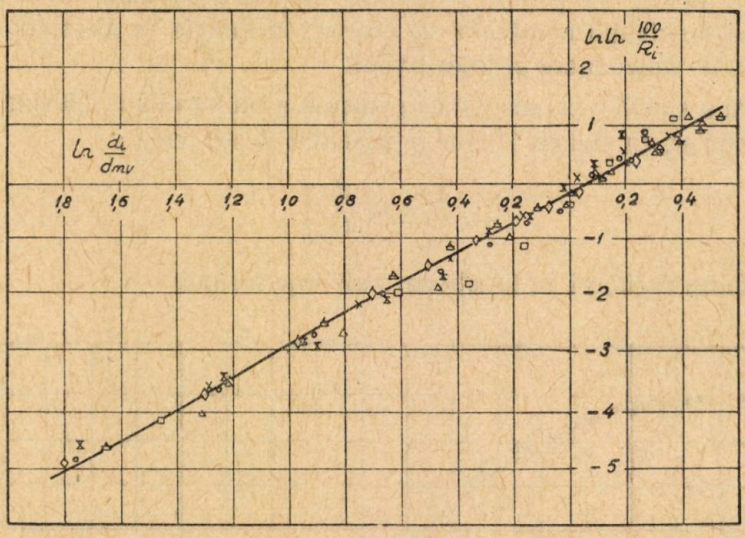


Fig. 14. Dependența $\ln \ln R_i = f\left(\ln \frac{d_i}{d_{mv}}\right)$

Pentru determinarea argumentului m în fig. 14 s-a reprezentat dependența.

$$\ln \ln R_i = f\left(\ln \frac{d_i}{d_{mv}}\right). \tag{11}$$

După cum se observă din figură, punctele experimentale sînt grupate în jurul unei drepte, a cărei ordonată la origine este $C=\psi(1+x)$. Scriind ecuația dreptei și folosind tabelele Janke-Emde [18] se determină valoarea argumentului $m=2{,}6$. În consecință ecuația (9) ia forma explicită :

$$R_i = 100\, e^{-0{,}735\left(\frac{d_i}{d_{mv}}\right)^{2{,}6}}. \tag{12}$$

5. CONCLUZII

Din examinarea comportării injectoarelor turbionare cu aer de înaltă presiune din punct de vedere al finetii și uniformității pulverizării se poate reține că acestea se comportă mult mai bine decît injectoarele pneumatice cu aer de joasă presiune, dar comportă o construcție mai complicată și un

consum de energie pentru pulverizare mai ridicat, și din aceste motive domeniul lor de utilizare este mai restrîns.

Din considerațiile generale expuse, s-a încercat să se dea indicații care să permită un studiu de principiu și o evaluare orientativă a parametrilor importanți pentru funcționarea și proiectarea lor.

BIBLIOGRAFIE

1. Bloh A. G., Kicikina E. S., *Raspîlivanie jidkovo topliva mehaniceskimi forsunkami țentrovejnovo tipa, Sb. Voprosî aerodinamiki i tiploperedaci v kotelno-topociniih proțesah*, Gosenergoizdat, 1958.
2. E. Giffen, A. Muraszew, *The Atomisation of liquid fuels* — New-York — 1953.
3. Kuharev M., *Isledovanie raspîlivanie i gorenia dizelnovo topliva* — NAMI — Vîpusc-Moskva, 1959.
4. Nukiyama S., Tanasowa J., Experiments on the atomisation of liquids in an air stream, Rep. 1, 2, 4, Trans. from, Trans. Soc. Mech. Eng. (Japan), Nr. 14, 15, 18.
5. Vitman L. A., Kațnelson B. D., Paleev I. I., *Raspîlivanie jidkosti forsunkami*, Gosenergoizdat, 1962.
6. Conroy E. H., Jonstone H. F., Ind. Engng. Chem., 41, Nr. 12, 2741—2748 (1949).
7. Golițzine N., Sharp C. R., Badham L. G., Rep. Nr. 14, Nat. Aero-Est (Canada), 1951.
8. B. D. Kațnelson, Svab V. A., *Isledovanie raspîlivania mazuta, Sb. Isledovania proțesov gorenie naturalnovo topliva, pod red. G. F. Knore*, Gosenergoizdat, 1948.
9. Heath H., Radcliffe A., Rep. Nr. 71, Brit. NGTE, June 1950.
10. Radcliffe A., Clare H., Rep. Nr. R. 144, Brit. NGTE, October 1953.
11. Ungureanu C., Neiss Fr., Gutmayer H., Cercetări privind injectoarele turbionare cu aer de înaltă presiune. Bul. șt. tehnic, I.P.T., 1966.
12. Cernobîlski I. I., Scegolov G. M., Trudii In — ta teploenerghetiki A. N., USSR, 1952, nr. 7.
13. Ivanov V. I., Metodă de calcul pentru arzătoarele de gaz cu aer sub presiune. — Sisteme noi de arzătoare pentru păcură și gaz, I.D.T., București, 1960.
14. Ungureanu C., Contribuții la studiul injectoarelor pneumatice cu aer de joasă presiune, autoreferat la teza de dizertație, Lit. Inst. Medicină, Timișoara, 1961.
15. Ferro A., Zanche, Funcționarea injectoarelor de păcură cu pulverizare cu aer comprimat. — Sisteme noi de arzătoare pentru păcură și gaz. I.D.T., București, 1960.
16. Bejan I. și colaboratori, Studiul uniformității pulverizării la injectoarele rotative, Bul. șt. și tehnic I.P.T., Tom 9 (23), 1964.
17. Rammler E., Glöckner E., Energietechnik, 1956, nr. 2, pag. 59—63.
18. Janke-Emde, *Tafeln höherer Funktionen*, B. G. Teubner, Leipzig, 1948.

К ИССЛЕДОВАНИЮ ТОНКОСТИ И РАВНОМЕРНОСТИ РАСПЫЛЕНИЯ ВИХРЕВЫМИ ВОЗДУШНЫМИ ИНЖЕКТОРАМИ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

(РЕЗЮМЕ)

В работе приводятся опытные результаты по тонкости и равномерности распыления при помощи высоконапорного вихревого инжектора.

Устанавливается уравнение в инвариантах, характеризующее тонкость распыливания (см. уравнение 3) и выявляется влияние высокого

напора воздуха, (рис. 8) отношения между расходом масс воздуха и жидкости (рис. 9) и числа Вебера (рис. 10) на средний диаметр капель. Также устанавливается уравнение распределения капель по их диаметру (уравн. 12).

BEITRAG ZUM STUDIUM DER ZERSTÄUBUNGSFEINHEIT UND GLEICHFÖRMIGKEIT BEI WIRBELSTROMINJEKTOREN MIT HOCHDRUCKLUFT

(ZUSAMMENFASSUNG)

In der vorliegenden Arbeit werden die an einem pneumatischen Injektor mit Hochdruck erhaltenen experimentellen Ergebnissen in bezug auf Zerstäubungsfeinheit und Gleichförmigkeit gezeigt.

Es wird die Kennzahlgleichung abgeleitet, die die Zerstäubungsfeinheit charakterisiert. Aus ihr ist der Einfluss des Luftüberdrucks (Abb. 8), des Mengenverhältnisses zwischen Luft und Flüssigkeit (Abb. 9) und der Weber'schen Zahl (Abb. 10) auf den mittleren Durchmesser der Tröpfchenwolke klar ersichtlich. Anschliessend wird die Gleichung der Tröpfchenverteilung nach ihren Dimensionen abgeleitet.

STUDIUL EXPERIMENTAL AL RADIATOARELOR DE APĂ DE PE LOCOMOTIVA 0-60-DA.

DE

I. VLADEA, H. THEIL, EL. NEACȘU, F. NEISS [1])

Răcirea motorului Diesel de pe locomotiva 0-60-DA a fost dimensionată pentru condițiile climatice normale din Europa Centrală, unde temperaturile extreme intervin rareori. Pentru condițiile extreme de vară din țara noastră, în special în timpul funcționării locomotivei într-o rampă mai lungă fără opriri, răcirea ajunge la limita maximă a capacității sale. Acest lucru se face simțit mai ales în condițiile climatice din regiunile tropicale. De aceea s-a simțit necesitatea unui studiu sistematic al acestei probleme, astfel încît din el să rezulte procedeul cel mai indicat de ameliorare a răcirii, care să se încadreze în gabaritul locomotivei și în spațiul foarte redus care stă la dispoziție.

Prin apa de răcire se îndepărtează din motor, la puterea maximă de 1 700 kW a sa, energie termică de circa 900 kW, ceea ce reprezintă 53% din puterea efectivă. Pentru aceasta, pe locomotivă stau la dispoziție 14 elemente de radiator dispuse într-un plan, astfel încît unui radiator îi revine sarcina de circa 64,5 kW. Prin radiator circulă în mod normal un debit de apă de circa 2,83 kg/s la temperatura de 75 °C și un debit de aer de 2 Nm^3/s la temperatura de 35 °C (ambele temperaturi de intrare).

În scopul încercărilor s-a construit un tunel aerodinamic cu circuit închis sau deschis, ca în fig. 1, în care se pot monta unul sau două radiatoare în serie (față de curentul de aer). Apa caldă poate parcurge radiatoarele în serie sau în paralel avînd sensul de curgere descendent sau ascendent.

Încercările s-au efectuat în următoarele alternative:

Grupa I.

1. S-a montat un singur radiator de apă cu sensul de curgere descendent (așa cum sînt montate radiatoarele pe locomotivă) și s-a variat temperatura aerului de răcire între 25 și 52 °C, menținîndu-se constante: temperatura apei la 75 °C, debitul apei la 2,83 kg/s și debitul aerului la 2 Nm^3/s.

---

[1]) La efectuarea măsurătorilor au dat un ajutor prețios și: prof. ing. *V. Bardan*, asist. ing. *H. Gutmayer*, asist. ing. *D. Negru*, asist. ing. *D. Iorga*.

2. S-a montat apoi radiatorul de mai sus cu sensul de curgere ascendent, pentru a se asigura o umplere mai bună cu apă şi s-au repetat măsurătorile în condiţiile anterioare.

3. S-au montat două radiatoare în serie, atît faţă de curentul de aer, cît şi faţă de curentul de apă, curgerea apei fiind ascendentă (fig. 2) şi s-au repetat măsurătorile de mai sus.

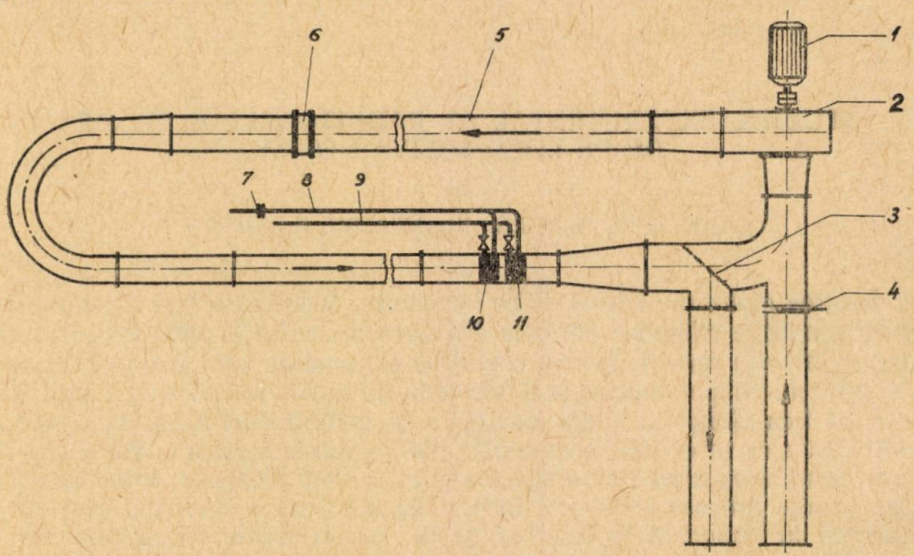


Fig. 1. Schema tunelului aerodinamic pentru încercarea radiatoarelor de apă:
1 — motor; *2* — ventilator; *3* — clapete de reglare; *4* — sertar; *5* — conductă de aer; *6* — diafragmă pentru aer; *7* — diafragmă pentru apă; *8* — conductă de întoarcere; *9* — conductă de apă caldă; *10* — radiator; *11* — radiator.

4. S-au montat cele două radiatoare în serie faţă de curentul de aer, dar în paralel faţă de curentul de apă, curgerea apei fiind şi acum ascendentă (fig. 3) şi s-au repetat măsurătorile de mai sus.

Rezultatele obţinute au fost trasate pentru cele patru cazuri în fig. 4, unde în abscisă este temperatura aerului, iar în ordonată căldura schimbată de apă cu aerul. Se vede că cea mai slabă comportare o are, un singur radiator cu sensul descendent al curgerii apei. Prin schimbarea numai a acestui sens de curgere, comportarea radiatorului s-a ameliorat cu circa 10%. Soluţia cu două radiatoare în paralel faţă de curentul de apă este cu circa 9% inferioară celei cu două radiatoare în serie şi în contracurent, care este cu circa 27% mai bună decît cea cu un singur radiator cu sens descendent.

Se vede că prin dispunerea a două radiatoare în serie, schimbul de căldură se ameliorează cu circa 30%, dar greutatea şi costul instalaţiei cresc de două ori. Pentru a se asigura debitul de aer prin cele două radiatoare dispuse în serie faţă de curentul de aer, este necesar ca şi puterea ventilatorului să crească de circa două ori.

Se mai observă apoi şi o puternică dependenţă a căldurii cedate de apă aerului faţă de temperatura aerului, deci faţă de cea mai importantă mani-

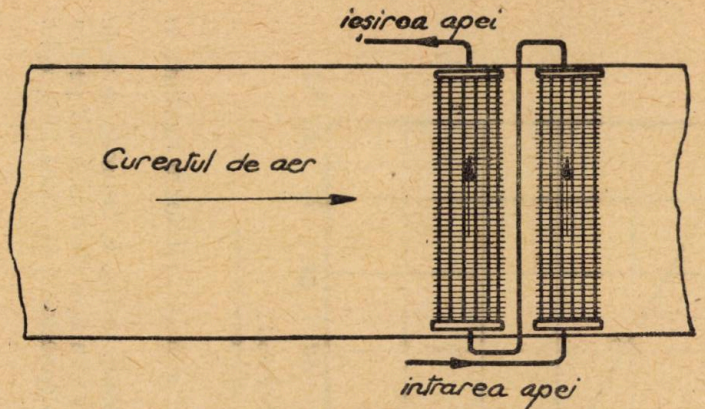


Fig. 2. Conectarea a două radiatoare în serie.

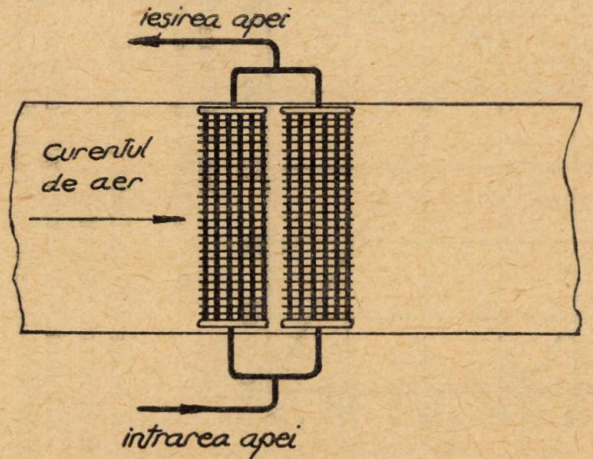


Fig. 3. Conectarea a două radiatoare în paralel.

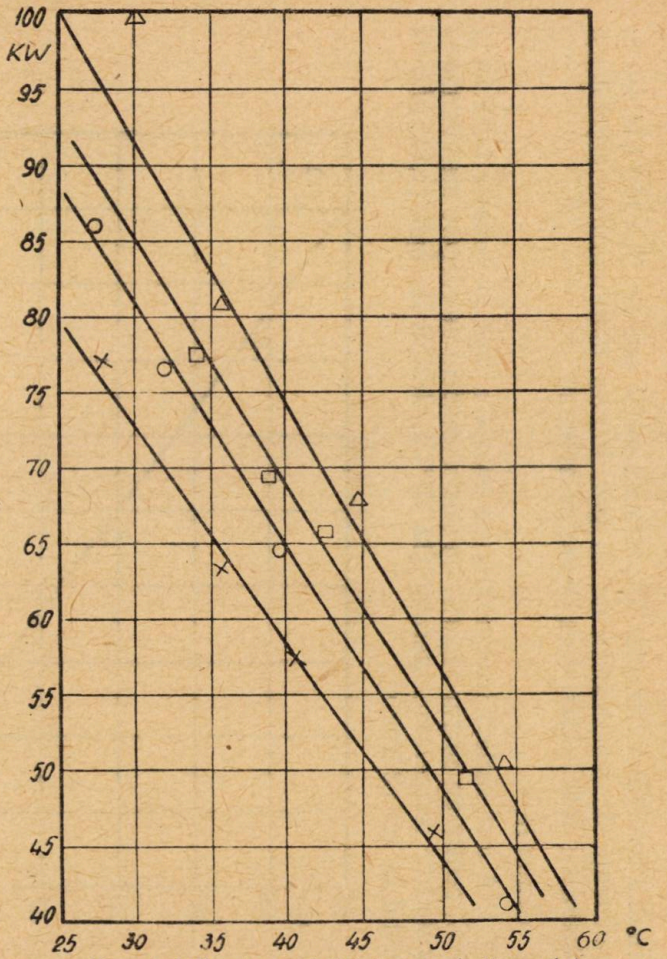


Fig. 4. Influența variației temperaturii aerului : × — un radiator, descendent; O — un radiator, ascendent; □ — două radiatoare în paralel; △ — două radiatoare în serie.

festare a condițiilor climatice. Dependența medie este de circa 15,7 kW pentru o diferență de temperatură de 10 grd. Pentru toate cazurile dependența măsurată a fost liniară, ceea ce era de așteptat.

Grupa II.

1. A fost variată temperatura de intrare a apei în radiator între 65 și 85 °C, pentru un singur radiator cu sens ascendent de curgere menținîndu-se constante: temperatura aerului (la 35 °C), debitul de apă (2,83 kg/s) și debitul de aer (2 Nm^3/s).

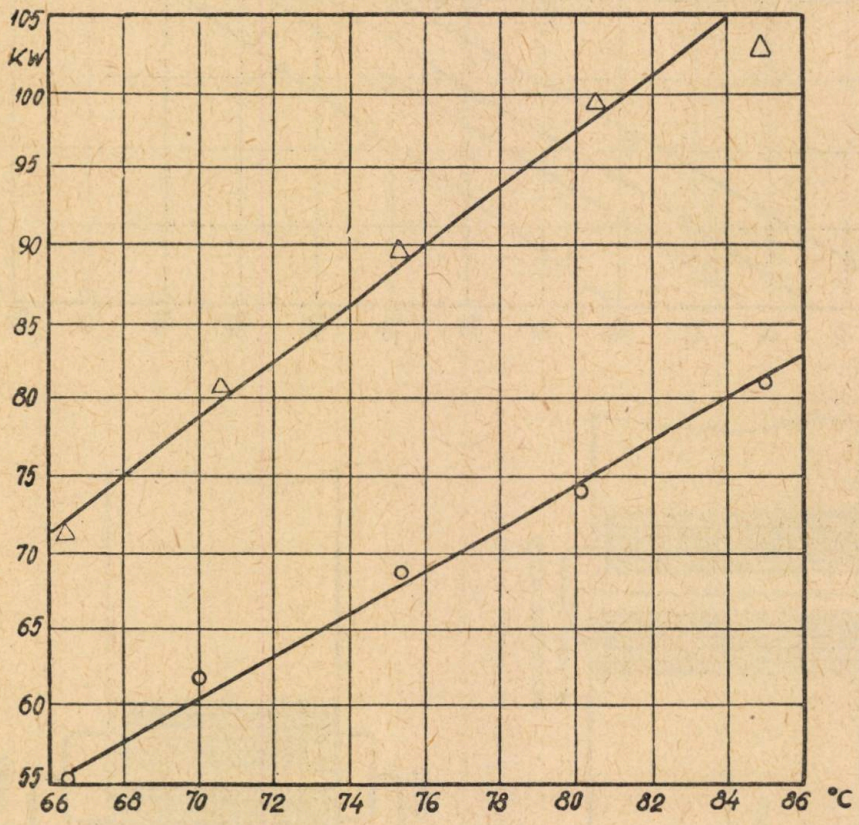


Fig. 5. Influența temperaturii apei:
O — un radiator ascendent; △ — două radiatoare în serie.

2. Aceeași experiență a fost refăcută pentru două radiatoare montate în serie și în contracurent.

Rezultatele acestor experiențe au fost trasate în fig. 5, de unde se vede că schimbul de căldură crește liniar cu temperatura apei circa 17,5 kW pentru 10 grd. și că soluția cu două radiatoare este superioară cu circa 28% celei cu un singur radiator.

Grupa III.

1. A fost variat debitul de aer între 1,6 și 2,25 Nm^3/s, pentru un singur radiator, menținîndu-se constante : temperatura aerului (35 °C), temperatura apei (75 °C), debitul de apă (2,83 kg/s).

2. Experiența a fost repetată pentru două radiatoare în serie și contracurent.

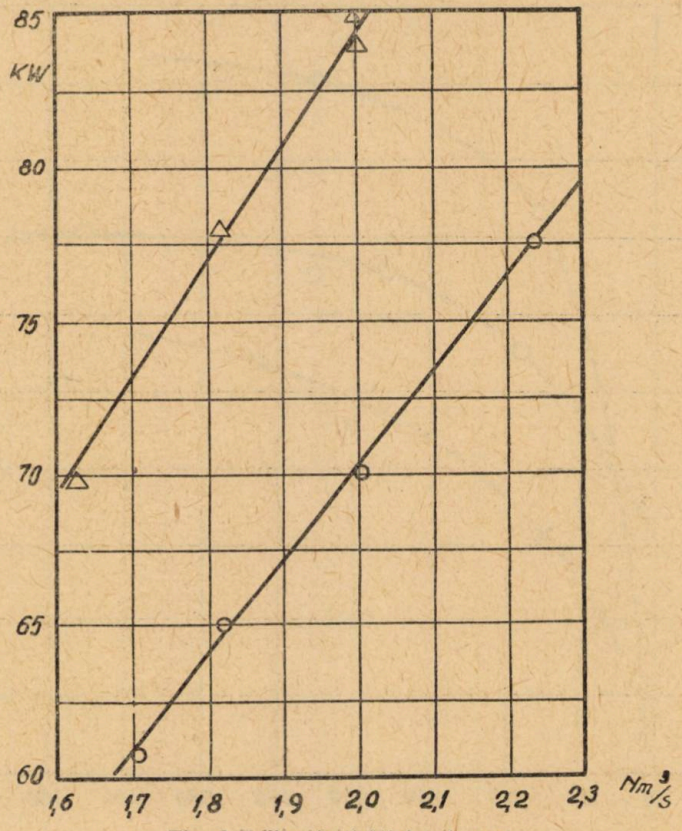


Fig. 6. Influența debitului de aer :
O — un radiator ascendent; △ — două radiatoare în serie.

Rezultatele au fost trasate în fig. 6, de unde se vede o dependență liniară în domeniul cercetat a schimbului de căldură în funcție de debitul de aer. Creșterea este de circa 16,8 kW pentru 0,5 Nm^3/s, adică circa 26%, la o creștere a debitului de aer de 25%. Soluția cu două radiatoare introduce o creștere de circa 20% a schimbului de căldură, față de soluția cu un singur radiator.

Grupa IV.

1. A fost variat debitul de apă răcită între 0,65 și 4,7 kg/s, pentru un singur radiator în curent descendent de apă, menținîndu-se constante : tem-

peratura aerului (35 °C), temperatura apei (75 °C) şi debitul de aer (2 Nm³/s).

2. Experienţa a fost refăcută pentru un singur radiator în curent ascendent de apă.

3. Aceeaşi experienţă a fost refăcută pentru două radiatoare în serie şi contracurent.

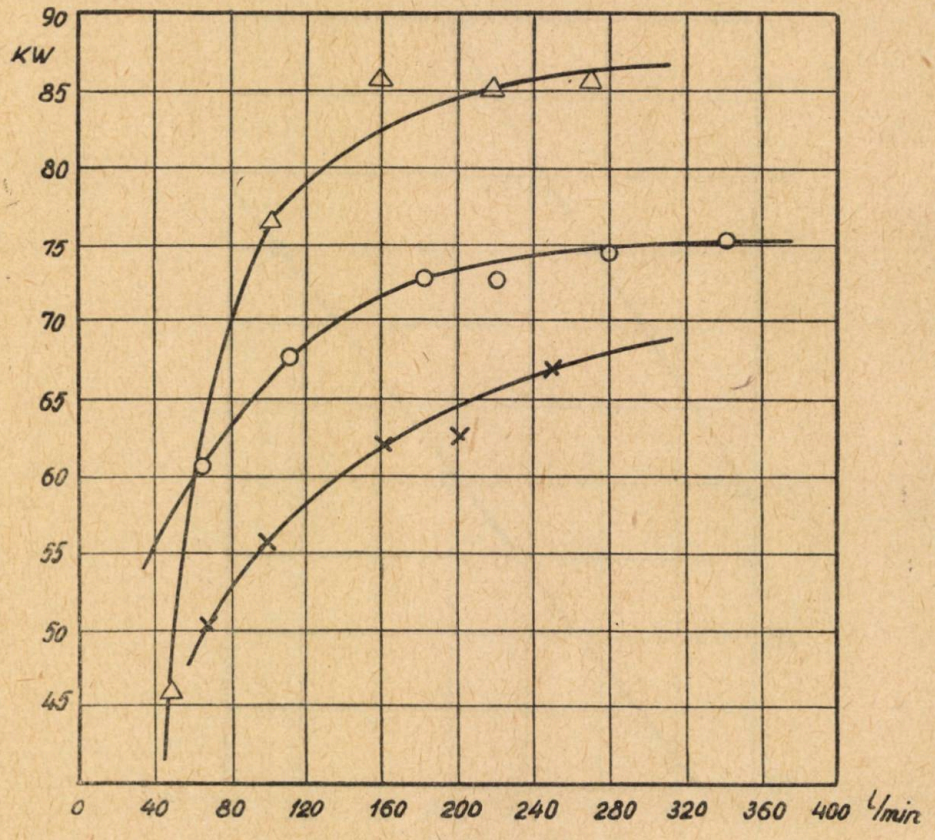


Fig. 7. Influenţa debitului de apă:
× — un radiator descendent; O — un radiator ascendent; △ — două radiatoare în serie.

Rezultatele au fost trasate în fig. 7, de unde se vede că toate curbele au o tendinţă de creştere asimptotică deci că debitul de apă are o influenţă variabilă asupra schimbului de căldură, cu atît mai puţin importantă, cu cît debitul este mai mare. Radiatorul în curent ascendent este cu circa 15% superior celui în curent descendent, pe cînd superioritatea a două radiatoare faţă de un singur radiator în curent ascendent variază de la zero (la 1 kg/s) pînă la 16% (la debitul de 5 kg/s).

În timpul experienţelor s-a măsurat şi pierderea de presiune a curentului de aer la trecerea prin radiatoare găsindu-se că ea variază între 0,49 m bar la 2 Nm³/s şi 0,69 m bar la 2,5 Nm³/s.

Grupa V.

S-a efectuat apoi o nouă grupă de experienţe pentru a se stabili influenţa umidităţii aerului asupra transmiterii de căldură în radiator. Experienţele s-au efectuat cu un singur radiator în curent ascendent, menţinîndu-se constante: temperatura aerului (35 °C), temperatura apei la intrare (75 °C), debitul de aer (2 Nm^3/s) şi debitul de apă (2,83 kg/s).

Umezirea aerului s-a făcut cu ajutorul aburului saturat de circa 105 °C, deoarece umezirea cu apă pulverizată nu a dat rezultatele scontate. Măsurarea umidităţii relative a aerului s-a făcut cu un psicrometru de aspiraţie de tip Asmann, în al cărui rezervor pentru termometrul umed s-a introdus apă cu temperatura de 35 °C, deci egală cu a aerului la intrarea în radiator. În acest mod s-a putut varia umiditatea relativă a aerului între 30 şi 98%.

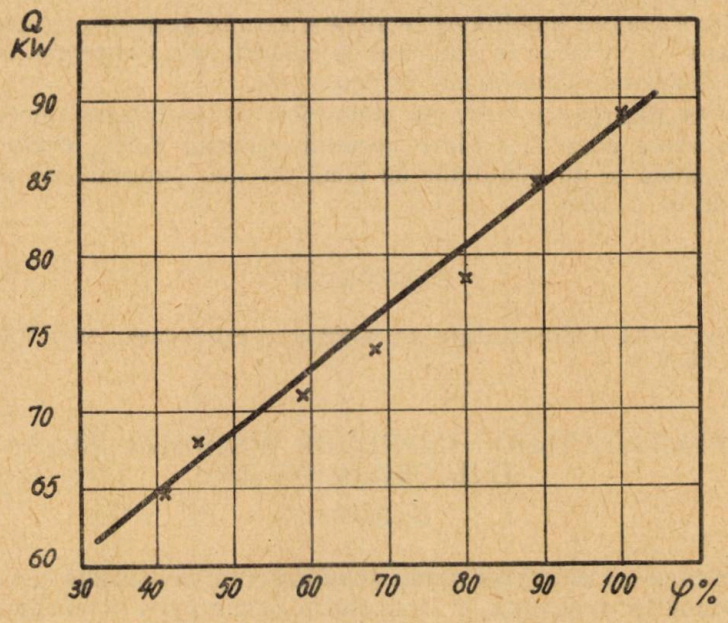


Fig. 8. Influenţa umidităţii relative a aerului.

S-a observat că umiditatea relativă a aerului are o influenţă pozitivă asupra schimbului de căldură. Curbele obţinute sînt aproape nişte drepte cum se vede în fig. 8, avînd o creştere de circa 6% a schimbului de căldură pentru o creştere de 10% a umidităţii relative. Prin urmare, creşterea umidităţii relative a aerului cu circa 40% este aproape echivalentă cu montarea unui nou panou de 14 radiatoare în serie.

Avînd în vedere debitul normal de aer care trece prin radiatoare la turaţia de 20 rot/s a ventilatorului, care este de circa 28 Nm^3/s (36 kg/s) variaţia umidităţii acestui aer de la 40% la 80% la temperatura de 50 °C se obţine cu un debit de apă de 1,3 kg/s sau de 4,68 m^3/h.

CONCLUZII

Din cele de mai sus reiese că, dacă se urmăreşte majorarea schimbului de căldură dintre apă şi aer în radiatoarele locomotivei 0-60 DA se poate proceda în următoarele moduri :

1. Se va aspira în acest scop aer cît mai rece cu putinţă şi într-un debit cît mai mare (de exemplu prin majorarea turaţiei ventilatorului şi aspirarea aerului direct din exterior).

2. Se va schimba circulaţia apei prin radiatoare din sensul descendent în cel ascendent, măsură care aduce singură o majorare a schimbului de căldură de circa 12%.

3. Se va introduce în curentul de aer un dispozitiv de stropire fină a apei, pentru a majora umiditatea relativă a aerului şi pentru ca apa depusă pe radiatoare să participe la schimbul de căldură prin evaporare. Acest dispozitiv va funcţiona numai în caz de necesitate.

4. Se va recurge la dublarea panourilor de radiatoare numai în caz extrem, deoarece această dublare necesită material dublu, cheltuială mai mult decît dublă şi un ventilator de două ori mai puternic, iar aportul ei este abia de 20 ... 25%.

BIBLIOGRAFIE

H. Marcinowski, Untersuchungen an Kreuzstromkühlsystemen, Allg. Wärmetechnik, Bd. 9, H. 2.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ ВОДЯНЫХ РАДИАТОРОВ ТЕПЛОВОЗА 0-60-ДА

(РЕЗЮМЕ)

Определяются опытным путем возможности улучшения теплообмена между водой и воздухом у водянных радиаторов электротепловоза 0-60-DA (рис. 1).

Исследования проводились на основании пяти переменных, принимая поочередно каждую из них в качестве переменной, остальные будучи постоянными. Эти переменные : температура охлаждающего воздуха, относительная влажность воздуха, расход воздуха, температура и расход воды.

Одновременно рассматривалось влияние относительного направления течения между водой и воздухом по следующим вариантам :

— один радиатор, направление течения воды нисходящее,

— один радиатор, направление течения воды восходящее,

— два радиатора-связанные последовательно со стороны воды и воздуха (рис. 2.).

— два радиатора — связанные последовательно со стороны воздуха и параллельно со стороны воды (рис. 3).

На рис. 4 приводится влияние температуры воздуха на теплообмен ; на рис. 5 — влияние охлаждающей воды ; на рис. 6 — влияние расхода воздуха ; на рис. 7 — влияние относительной влажности воздуха.

Опытным путем выявлены следующие возможности улучшения теплообмена между водой и воздухом :

— изменение нисходящего направления циркуляции воды в радиаторе на восходящее,

— найбольшее всасывание воздуха при найменьших температурах (увеличение числа оборотов и мощности вентилятора),

— при надобности, вводится распыленная вода в воздушный поток,

— удвоение охлаждающего устройства, как особая мера имеющая недостаток дополнительных расходов и приводящая к изменению радиатора (оба радиатора монтируются по схеме рис. 2).

EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNG DER WASSERKÜHLER FÜR DIE LOKOMOTIVE 0-60-DA

(ZUSAMMENFASSUNG)

Durch Versuche wurden die Möglichkeiten zur Verbesserung des Wärmeaustausches zwischen Wasser und Luft, der Wasserkühler laut Schema Abb. 1. der Dieselelektrischen Lokomotive Typ 0-60-DA, ermittelt.

Die Versuche wurden anhand von fünf veränderlichen Werten ausgeführt, indem man jeden von ihnen der Reihe nach abänderte während die anderen konstant blieben. Die in Frage kommenden Veränderlichen waren folgende : Temperatur der Kühlluft, relative Luftfeuchtigkeit, Luftmenge, Wassertemperatur und Wassermenge.

Zugleich wurde auch der Einfluss der gegenseitigen Strömungen zwischen Luft und Wasser im Kühler geprüft, laut folgenden Varianten :

— ein Kühler, mit abwärtsströmendem Wasserstrom,

— ein Kühler, mit aufwärtsströmendem Wasserstrom,

— zwei Kühler, dem Wasserstrom sowie Luftstrom gegenüber in Serie geschaltet (Abb. 2),

— zwei Kühler, dem Luftstrom gegenüber in Serie und dem Wasserstrom gegenüber parallel geschaltet (Abb. 3).

Aus Abb. 4 ist der Einfluss der Lufttemperatur auf den Wärmeaustausch ersichtlich ; aus Abb. 5 der Einfluss der Kühlwassertemperatur ; aus Abb. 6 der Einfluss der Luftmenge ; aus Abb. 7 der Einfluss der relativen Luftfeuchtigkeit.

Anhand der Versuche wurde festgestellt, dass es folgende Möglichkeiten zur Verbesserung des Wärmeaustausches zwischen Wasser und Luft gibt (in erwünschter Reihenfolge):

— Abänderung der Strömungsrichtung des Wassers in den Kühlern, aus der Abwärtsströmung in die Aufwärtsströmung,

— Ansaugen von je grösseren Luftmengen bei tiefstmöglicher Temperatur (Drehzahl und Leistungsanstieg beim Ventilator),

— In den Luftstrom, Wasser fein einspritzen, nur wenn es unbedingt notwendig ist,

— Verdoppelung der Kühleranlage, als äusserste Massnahme die den Nachteil zusätzlicher Kosten sowie die Veränderung des Ventilators hat. (Die beiden Kühler sollen laut Schema Abb. 2 geschaltet werden).

FRÎNAREA CU DISC A BOGHIURILOR DIAMOND DE LA VAGOANELE DE MARFĂ PE PATRU OSII

Nota I.

DE

I. ZĂGĂNESCU, P. SULEA, G. MUNTEAN, T. TĂNĂSOIU

1. STADIUL ACTUAL AL FRÎNĂRII VAGOANELOR DE CALE FERATĂ CU SABOȚI DIN FONTĂ

Vehiculele de cale ferată sînt înzestrate cu frînă, fie pentru oprirea trenului în stații la locuri dinainte stabilite, sau în fața unui pericol neprevăzut, fie pentru menținerea constantă a vitezei în pante.

Efectul de frînare a trenului se obține prin utilizarea forțelor de frecare a saboților asupra bandajelor. Aceste forțe iau naștere la suprafața de rulare a roților, datorită apăsării saboților de frînă.

În tracțiunea pe calea ferată, frîna deține un rol important, deoarece pentru realizarea remorcării trenurilor de mare tonaj cu viteze mărite, în afară de sporirea puterii de remorcare a locomotivei, este necesară și sporirea eficacității frînei, ca să fie posibilă oprirea trenului în limitele spațiilor de frînare determinate de distanța dintre semnale.

Efectul frînării depinde de mărimea forței de apăsare a sabotului pe roată, precum și de coeficientul de frecare dintre roată și sabot, pe de o parte și de aderența dintre roată și șină, pe de altă parte.

Drumul de frînare este cu atît mai scurt cu cît decelerația în timpul frînării este mai mare. Însă mărimea decelerației este limitată de aderența roții cu șina. Forțele de frînare care acționează asupra roții nu trebuie să fie în nici un caz mai mari decît valoarea pe care o admite aderența roții cu șina, deoarece în caz contrar roțile vor aluneca pe șine, mărind drumul de frînare și provocînd în același timp uzura anormală a roții și a șinei.

Faptul că la saboții din fontă cenușie coeficientul de frecare scade mult cu creșterea vitezei de circulație, cere ca presiunea de frînare a sabotului să varieze în timpul frînării — condiție dificilă pentru exploatarea vehiculelor de cale ferată — în vederea obținerii unui efect maxim de frînare. În scopul realizării unei construcții simple a frînei nu s-au folosit în general presiuni variabile la saboți, astfel că o parte din efectul de frînare posibil a rămas neutilizat.

Deoarece pînă în prezent nu s-a reușit să se găsească pentru frîna actuală, simplă, cu saboți un înlocuitor al saboților din fontă, preocupările au fost îndreptate îndeosebi spre compensarea valorii scăzute a coeficientului lor de frecare, la viteze mari, prin mărirea apăsării sabotului, obținîndu-se un procent de frînare majorat (circa 220%). In această direcție există anumite limite [1] și necesită folosirea unui comutator, care la micșorarea vitezei vehiculelor face ca procentul de frînare să fie redus la valoarea normală (circa 85%).

Această soluție însă atrage după sine unele dezavantaje. Pentru comutare sînt necesare dispozitive suplimentare, ceea ce complică instalația de frînare și creiază posibilitatea apariției de defecțiuni, care în exploatarea frînei trebuie reduse la minimum posibil. In plus uzura saboților din fontă și a bandajelor crește progresiv cu mărirea presiunii specifice. De asemenea creșterea procentului de frînare mai necesită o mărire a cilindrilor de frînă și o consolidare corespunzătoare a timoneriei, deci mărirea greutății proprii a vehiculului.

Folosirea saboților din fontă mai prezintă și alte desavantaje : pericolul producerii scînteilor, praful din fontă de la frînare care deranjează funcționarea aparaturii electrice, temperaturile ridicate pe suprafața bandajelor (datorită frecării la frînarea pe pante lungi și la supraîncărcarea saboților), care la roțile cu bandaj demontabil poate duce la slăbirea bandajului, ceea ce periclitează siguranța circulației.

2. FRINA CU DISC

Inconvenientele pe care le prezintă frîna cu saboți din fontă a stimulat căutarea unei noi construcții, complet diferită și anume frîna cu disc, care s-a confirmat de mai mult timp la vehiculele rutiere.

Frîna cu disc a evoluat calitativ, ajungînd la o capacitate ridicată de frînare. Dezvoltarea ei a dus la frîna disc cu clește, care poate fi plasată pe corpul osiei sau pe discul roților. Rezultatele ultimelor serii de încercări [2], [3] au arătat că este indicat să se folosească discuri din fontă în loc de oțel, ceea ce îmbunătățește coeficientul de frecare dintre segmenții de masă plastică și disc și mărește rentabilitatea frînei cu disc.

Avînd în vedere sporirea vitezei trenurilor, frîna cu disc este apreciată printre cele mai bune sisteme de frînare, deoarece prezintă o serie de avantaje față de frînarea cu saboți din fontă [2], [3], [4]:

— Coeficientul de frecare φ_D dintre segmenții de masă plastică și discurile din fontă este cu mult superior celui dintre saboții de fontă și bandajul din oțel al roților φ_s și este aproape constant în funcție de viteză (fig. 1). Acest fapt a permis ca în cazul frînei cu disc să se renunțe la montarea dispozitivului complicat contra patinării și a comutatorului pentru reglarea presiunii în cilindrul de frînă. In acest mod se poate reduce greutatea instalației de frînă cu circa 35% (cu circa 1 tf) față de aceea cu saboți din fontă, contribuind astfel la reducerea tarei vagoanelor, ceea ce are o importanță deosebită astăzi cînd se accentuează tendința de a realiza construcții cît mai ușoare.

— Frîna cu disc necesită un spațiu mai redus și la vehiculele unde spațiul dintre roți este ocupat (de angrenaje, de dispozitivul de descărcare a vagoanelor etc.) se pretează varianta cu discurile de frînare montate pe discurile roților.

— Se evită uzarea bandajelor datorită frînării, precum și încălzirea lor, astfel că se elimină pericolul slăbirii bandajelor sub influența căldurii pro-

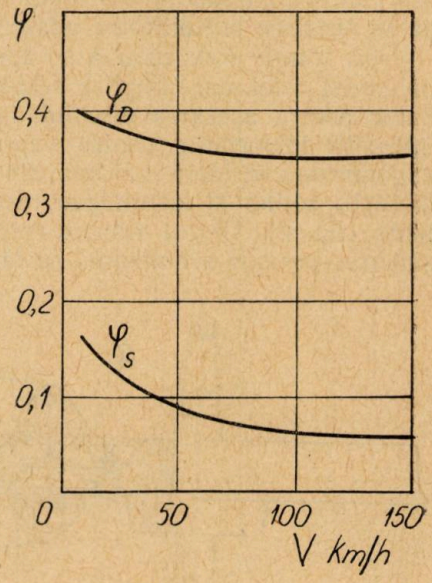


Fig. 1. Variația coeficienților de frecare φ_D și φ_S de la frîna cu disc, respectiv cu saboți din fontă, în funcție de viteză.

dusă prin frînare. Aceasta permite folosirea unei grosimi limită mai mică a bandajelor în exploatare (25 mm în loc de 30 mm) decît la roțile frînate cu saboți din fontă.

— Avînd în vedere rezistența la uzură mult sporită a segmenților din mase plastice în comparație cu saboții din fontă, precum și prețul lor de cost, se apreciază că rentabilitatea frînei cu disc este de circa trei ori mai mare.

— Zgomotul neplăcut produs de saboții din fontă, la atingerea și alunecarea lor pe roțile vehiculului dispare la frîna cu disc.

3. ADAPTAREA FRÎNEI CU DISC LA BOGHIURILE DIAMOND

Majoritatea vagoanelor de marfă C.F.R. pe patru osii, în prezent, au boghiuri Diamond, care au dovedit în decursul folosirii lor în exploatarea feroviară că posedă calități, în special robustețe și simplitate constructivă, factori importanți în construcția materialului rulant.

Cerințele actuale de modernizarea parcului de vagoane de marfă, legate de mărirea vitezei de circulație a trenurilor de marfă, impun îmbunătățirea frînării boghiurilor Diamond, care sînt actualmente înzestrate cu frînă uni-

laterală cu saboți din fontă. Acest sistem de frînă majorează solicitarea fusurilor de osie în timpul frînării, ceea ce dă posibilitatea apariției fusurilor aprinse de osie.

Adaptarea frînei bilaterale, cu saboți din fontă, la aceste boghiuri nu se consideră indicată atît din cauza modificărilor importante necesare la cadrele laterale ale boghiurilor, cît și din cauza desavantajelor pe care le are frînarea cu saboții din fontă la viteze mari. De aceea s-a găsit indicat să se studieze posibilitatea adaptării frînei cu disc la boghiurile Diamond.

Ca soluție constructivă se apreciază că folosirea frînei cu disc plasată pe corpul osiei, care implică schimbarea actualelor osii întrucît necesită un butuc pentru așezarea discului, nu este economică, această soluție cerînd investiții importante pentru vagoanele existente în circulație. La aceste vagoane se consideră mai indicată utilizarea discurilor din fontă montate pe discurile roților și menținerea restului instalațiilor de frînă automată existentă (fig. 2). Discul dinspre corpul osiei fiind secționat după un plan de simetrie, permite schimbarea sa fără depresarea roții și fără scoaterea osiei

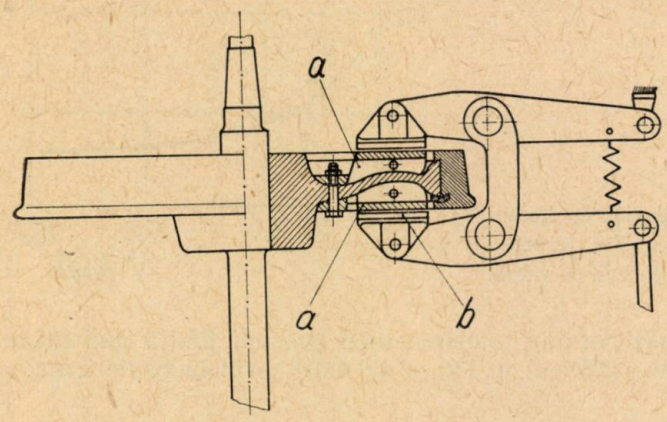


Fig. 2. Soluția constructivă a frînei cu disc:
a — disc din fontă; *b* — segment din material plastic.

montate din boghiu. Necesită însă întăriturí în spatele discului, în dreptul secționării, ca să evite deplasările capetelor semidiscurilor unul față de celălalt, ceea ce ar putea provoca uzuri anormale ale segmenților din material plastic. Discurile din fontă se confecționează prin turnare și sînt prevăzute, pentru o mai bună răcire, cu aripioare care în timpul circulației roților îndeplinesc rolul paletelor unui ventilator. Această variantă permite să se execute mai ușor revizia frînei în stații, însă prezintă desavantajul că are la dispoziție un spațiu mai mic pentru aplicarea cleștelui.

Deoarece coeficientul de frecare φ_D este mult superior coeficientului de frecare φ_s, vehiculele înzestrate cu frînă cu disc pot realiza la un procent de frînare de 37%, drum de frînare mai mic ca și în cazul frînei cu saboți din fontă folosind un procent de frînare de 85%, în ambele situații procentele de frînare fiind limitate de coeficientul de aderență al roții cu șina [2].

La frîna cu disc este important ca uzura segmenților de masă plastică să fie practic uniformă. Datorită diferențelor mari de viteză ale punctelor de pe discul de fontă, mai depărtate și mai apropiate de axul roții, segmentul

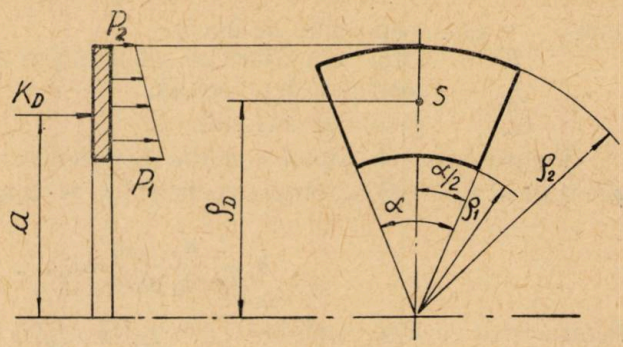


Fig. 3. Determinarea poziţiei punctului de acţionare a forţei de apăsare pe segmentul din material plastic.

din masă plastică se uzează neuniform dacă forţa de apăsare a segmentului pe disc acţionează în centrul de greutate al segmentului. În această situaţie apar presiuni specifice, între segment şi disc, mai mari respectiv mai mici în sectoarele mai apropiate respectiv mai depărtate de axul roţii. O uzură practic uniformă a segmenţilor este asigurată dacă forţa de apăsare acţionează la distanţa a, faţă de axa roţii (fig. 3), calculată după următoarea relaţie [5]:

$$a = \frac{\sin\frac{\alpha}{2}}{\alpha}(\rho_2 + \rho_1).$$

De remarcat că distanţa a trebuie să fie mai mică decît distanţa ρ_D a centrului de greutate al segmentului. Distanţa a trebuie corectată prin încercări, în funcţie de soluţia constructivă aleasă, pentru ca uzura segmenţilor, practic, să fie cît mai uniformă.

4. CALCULUL CARACTERISTICILOR FRINEI

4.1. **Coeficientul de frînare al vagonului,** trebuie astfel calculat încît să se evite blocarea roţilor în timpul frînării. Pentru aceasta este necesar să fie îndeplinită condiţia (fig. 4):

$$\varphi K \leqslant f_a G_a \qquad (1)$$

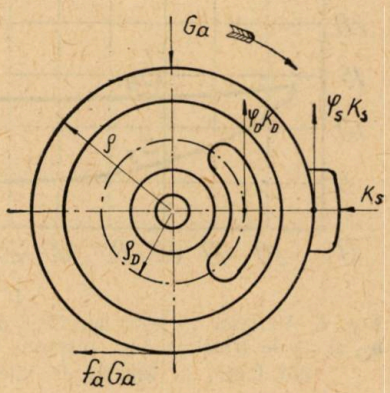


Fig. 4. Forţele considerate la frînarea cu disc.

unde : φ este coeficientul de frecare,
K — forța de apăsare pe sabot sau pe disc,
f_a — coeficient de aderență,
G_a — greutatea aderentă.

Pentru frîna cu saboți condiția (1) devine : $\varphi_s K_s \leqslant f_a G_a$, în care luînd $\varphi_s = 0{,}18$ și $f_a = 0{,}15$ se obține coeficientul de frînare :

$$\delta_s = \frac{K_s}{G_a}\,\frac{0{,}15}{0{,}18} \approx 0{,}85 .$$

Pentru frîna cu disc condiția (1) este $\varphi_D K_D \leqslant f_a G_a$ în care admițînd $\varphi_D = 0{,}40$ și $f_a = 0{,}15$ se obține :

$$\delta_D = \frac{K_D}{G_a}\,\frac{0{,}15}{0{,}40} \approx 0{,}37 .$$

Rezultă că la frîna cu disc se necesită un coeficient de frînare mult mai mic — 37% — față de frîna cu saboți — 85%.

4.2. **Drumul de frînare.** Relația care se utilizează la calculul drumului de frînare este :

$$S = S_p + S_f = \frac{V_i}{3{,}6}\,t_p + \frac{4{,}17\,(V_i^2 - V_s^2)}{(b + r_0 \pm r_i)_{k,\,k+1}} \text{ m}$$

unde : S_p este spațiul de pregătire al frînelor de intrare în acțiune, m ;
S_f — spațiul real de frînare, m ;
V_i — viteza inițială de frînare, km/h ;
V_s — viteza finală de frînare, km/h ;
t_p — timpul de pregătire al frînelor de intrare în acțiune, s ;
b — forța specifică de frînare, kgf/t ;
r_0 — rezistența specifică de rulare în aliniament și palier, kgf/t ;
r_i — rezistența pe declivități, kgf/t.

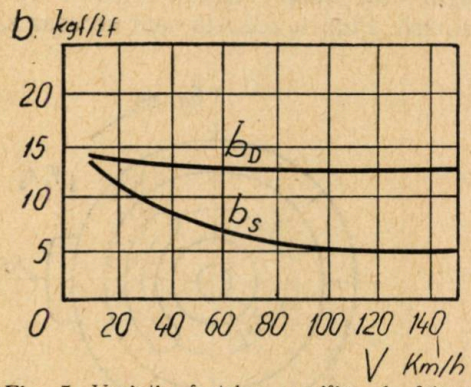


Fig. 5. Variația forțelor specifice de frînare b_D și b_S la frîna cu disc, respectiv cu saboți din fontă, în funcție de viteză.

Interesează numai spațiul real de frînare S_f pentru care se determină elementele necesare. Rezistențele principale se obțin cu relația :

$$r_0 = 2 + \frac{V^2}{2\,500} \text{ kgf/t}.$$

Forța specifică de frînare se calculează cu relația :

$$b = 1\,000\,\varphi\delta \text{ kgf/t}.$$

Rezultatele pentru frîna cu sabot și disc sînt reprezentate în fig. 5.

Spațiul real de frînare se determină cu relația :

$$S_f = \frac{4{,}17\,(V_i^2 - V_s^2)}{(b+r_0)_{k,\,k+1}} \text{ m}.$$

Rezultatele sînt prezentate în fig. 6.

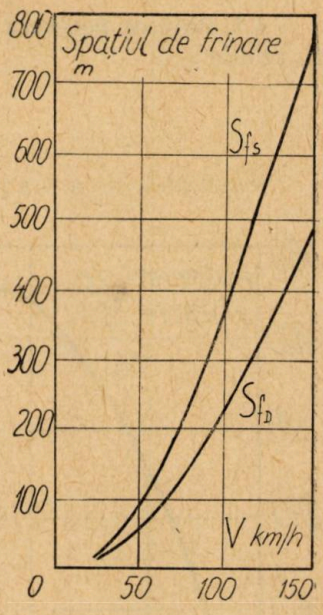


Fig. 6. Variația spațiilor reale de frînare S_{fD} și S_{fS} la frîna cu disc respectiv cu saboți din fontă, în funcție de viteză.

4.3. Decelerația (în funcție de viteză).

Se utilizează relația :

$$a = \frac{dV}{dt} = \frac{10^{-3} \cdot g}{\gamma}\, 10 \cdot \delta \cdot \varphi + r_0 \text{ m/s}^2$$

unde : $\gamma = 1{,}05$, reprezintă coeficientul ce ține seama de masele care execută mișcare de rotație.

Pe baza datelor obținute pentru cele două feluri de frînă considerate s-au construit cele două diagrame din figura 7.

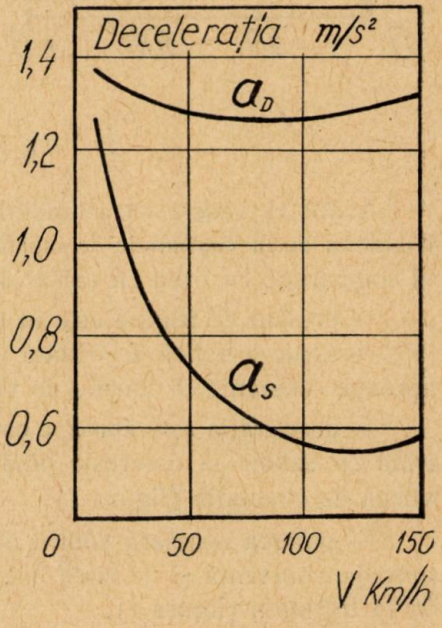


Fig. 7. Variația decelerațiilor a_D și a_S la frîna cu disc, respectiv cu saboți din fontă, în funcție de viteză.

4.4. **Puterea necesară pentru frînare (în funcție de viteză)** se determină cu relația :

$$N_{max} = \frac{G_a}{g} \cdot a \cdot \frac{V}{270} \text{CP}.$$

Rezultatele se arată în figura 8.

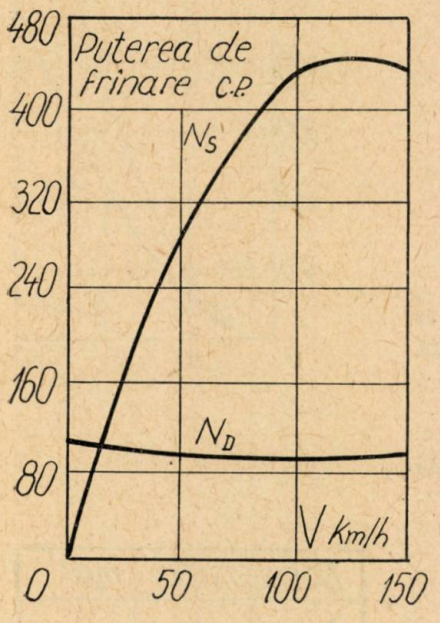


Fig. 8. Variația puterii necesară pentru frînare N_D și N_S la frîna cu disc, respectiv cu saboți din fontă, în funcție de viteză.

5. CONCLUZII

Avînd în vedere caracteristicile frînei cu disc adaptată la boghiurile Diamond de la vagoanele de marfă pe patru osii, existente în parcul C.F.R., în comparație cu frîna cu saboți din fontă, rezultă că :

— drumul de frînare este în medie redus cu circa o treime (figura 6);

— forța specifică de frînare este de circa 2 ... 3 ori mai mare și este aproape constantă în funcție de viteză (figura 5);

— decelerația este aproape constantă în funcție de viteză, în timp ce la frîna cu saboți ea descrește pînă la circa jumătate pe măsură ce crește viteza de circulație (figura 7);

— puterea necesară pentru oprirea vagonului de la diferite viteze este aproape constantă și de circa 3 ... 4 ori mai mică la variația vitezei de la 50 la 150 km/h (figura 8).

În concluzie pe baza considerentelor de calcul arătate, reiese avantajele soluției propuse și se apreciază că este indicată experimentarea în exploatare a frînei cu disc, în forma în care a fost prezentată, la un vagon de marfă pe patru osii din circulație, cu boghiuri Diamond. Cu această ocazie se va putea verifica comportarea instalației de frînă, precum și compara caracteristicile calculate cu cele măsurate direct în exploatare. De asemenea se va putea observa temperatura de încălzire a segmenților din masă plastică la frînări de durată. După aceste experimentări vor rezulta eventualele corectări necesare de executat la frîna cu disc adaptată la boghiurile Diamond, în vederea îmbunătățirii funcționării sale.

BIBLIOGRAFIE

1. H. Zian, Pentru dezvoltarea în continuare a frînei cu saboți. In „Tracțiune material rulant", Caiet selectiv nr. 1, 1961, Ed. Transporturilor și telecomunicațiilor, București.
2. W. Mayr, Scheibenbremsen für Schienenfahrzeuge. In Deutsche Eisenbahntechnik, nr. 11, 1958.
3. E. Möller, Frînă de cale ferată. Posibilități și efectele sporirii puterii lor. In „Tracțiune material rulant", Caiet selectiv, nr. 6, 1961, Ed. Transporturilor și telecomunicațiilor, București.
4. E. Keil, Perspectivele aplicării frînei cu disc la materialul rulant. In „Tracțiune material rulant", Caiet selectiv, nr. 1, Ed. Transporturilor și telecomunicațiilor, București.
5. B. M. Kazarinov și B. L. Karvațcji, *Rasciot i isledovanie avtotormozov*. Moscova, 1961.

ДИСКОВОЕ ТОРМОЖЕНИЕ ТЕЛЕЖЕК ДАЙМОНД ЧЕТЫРЕХОСНЫХ ТОВАРНЫХ ВАГОНОВ

(РЕЗЮМЕ)

В работе изучается применение дискового тормоза на тележках Даймонд четырехосных товарных железнодорожных вагонов.

Установлено, что для этих тележек технически-экономическим решением является использование двух тормозных дисков устанавливаемых на колесном диске, таким образом чтобы торможение осуществлялост колодками из пластмассы по обеим сторонам колеса. Такой способ торможения уменьшает нагрузку колесной пары во время торможения вагона, по сравнению с односторонним торможением чугунными колодками и устраняет частые воспламенения шеек осей этих вагонов.

FREINAGE À DISQUE AUX BOGGIES DIAMOND DES WAGONS À MARCHANDISE SUR QUATRE ESSIEUX

(RÉSUMÉ)

On étudie l'adaptation du frein à disque aux boggies Diamond des wagons à marchandise CFR sur 4 essieux.

On établit que la solution technique et économique de ces boggies consiste dans l'utilisation de deux disques de frein fixés sur chaque disque de la roue, ainsi que le freinage peut être effectué à l'aide des sabots en plastique, sur les deux côtes de la roue.

Ce système de freinage réduit la sollicitation de l'essieu monté pendant le freinage du wagon par rapport au freinage unilatéral du système aux sabots en fonte, en éliminant, en même temps, l'allumage fréquent des tourillons de palier des boggies.

METODA PENTRU DETERMINAREA PE CALE EXPERIMENTALĂ A INDUCTIVITĂȚILOR LA MAȘINA DE CURENT CONTINUU CU EXCITAȚIE SEPARATĂ

DE

M. BRAȘOVAN, I. ȘORA, HORTENSIA RUSU

1. INTRODUCERE

Funcționarea mașinilor electrice în cadrul diferitelor acționări electromecanice în regimuri tranzitorii, cum este pornirea, oprirea, reversarea etc., conduce la procese termice, electromecanice și electromagnetice corespunzătoare. Felul în care decurg aceste procese depinde de anumiți parametri ai acționării. Astfel spre exemplu fenomenul electromagnetic tranzitoriu este caracterizat de rezistențele și inductivitățile înfășurărilor mașinilor electrice. Pentru cercetarea comportării mașinilor în procesele tranzitorii este deci necesară cunoașterea cît mai exactă a acestor mărimi.

În lucrare s-a urmărit aflarea inductivității dinamice (diferențiale) pentru înfășurarea de excitație și cea a indusului, la mașina de curent continuu cu excitație separată.

În această mașină, circuitele înfășurărilor de excitație și a indusului au un caracter neliniar. În regim tranzitoriu se poate scrie pentru ele o ecuație de forma :

$$u = \frac{d\psi}{dt} + Ri = L\frac{di}{dt} + Ri \tag{1}$$

unde

$$L = \frac{d\psi}{di} \tag{2}$$

este inductivitatea dinamică a circuitelor, iar ψ este înlănțuirea magnetică totală.

Determinarea pe cale teoretică a inductivității dinamice este dificilă datorită complexității procesului electromagnetic din mașină. În adevăr, în acest scop ar trebui cunoscută curba reală a înlănțuirii magnetice totale $\psi = f(i)$. Aceasta este însă legată de problema determinării cîmpurilor magnetice de dispersie.

Îndată ce curba $\psi=f(i)$ este stabilită pe cale teoretică sau experimentală, inductivitatea dinamică se poate determina prin una din metodele grafo-analitice indicate în literatură [4], [6].

Față de cele arătate rezultă că este utilă găsirea unei metode experimentale pentru determinarea inductivității la care să nu fie necesară cunoașterea curbei $\psi=f(i)$.

2. METODA PROPUSĂ

Fondul lucrării se referă la folosirea egalității (1), pentru determinarea inductivității dinamice pe cale experimentală; punînd $u=0$ rezultă:

$$L=-\frac{Ri}{\frac{di}{dt}}. \tag{3}$$

Calcularea lui L din egalitatea (3) impune cunoașterea curbelor $i=f(t)$ și $\frac{di}{dt}=f(t)$.

a) Pentru determinarea inductivității dinamice a înfășurării de excitație se poate folosi schema din fig. 1. Mașina de curent continuu studiată

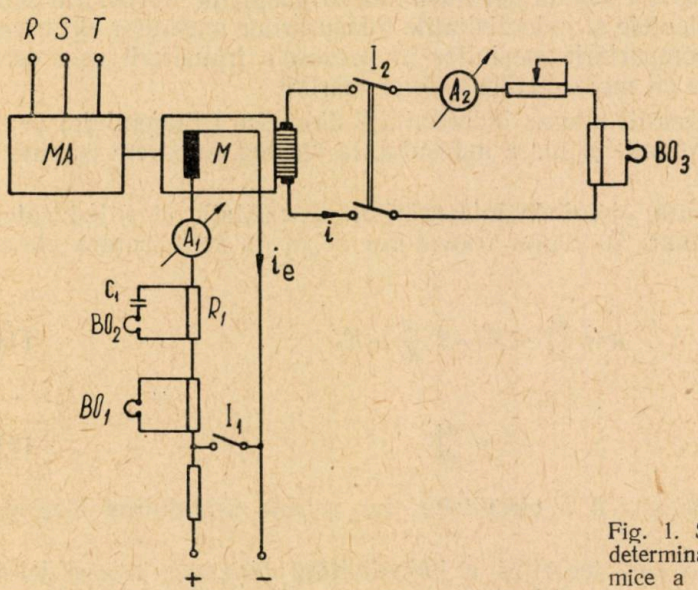


Fig. 1. Schema electrică pentru determinarea inductivității dinamice a înfășurării de excitație.

M este antrenată de un motor asincron MA. Înfășurarea de excitație se alimentează de la o sursă corespunzătoare de curent continuu. Pentru a cuprinde influența reacției de indus și a comutației, mașina M lucrează în

sarcină, funcţionînd ca generator. Prin închiderea la un moment oarecare a întrerupătorului I_1, rezultă la bornele circuitului de excitaţie $u=0$ care provoacă în circuit variaţiile $i_e=f(t)$ şi $\frac{di_e}{dt}=f(t)$, fig. 2, care pot fi înregistrate cu ajutorul unui oscilograf mecanic prin buclele BO_1 respectiv BO_2. În acest scop bucla BO_2 este legată în serie cu capacitatea C_1 într-un circuit de derivare. Bucla BO_3 serveşte la înregistrarea curbei curentului de sarcină $i=f(t)$.

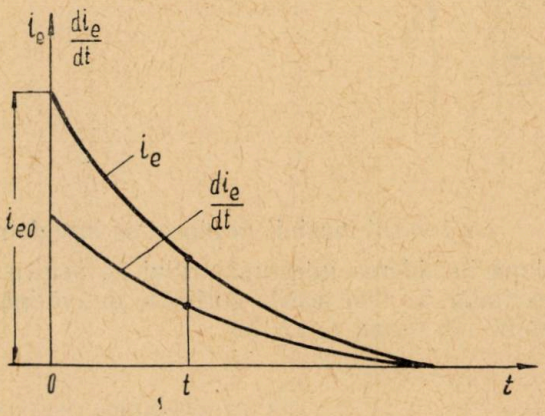


Fig. 2. Forma curbelor $i_e=f(t)$ şi $\frac{di_e}{dt}=f(t)$.

Ţinînd seamă de relaţia (3), cu ajutorul curbelor din fig. 2 se poate construi curba $L_e=f(i_e)$ reprezentată în fig. 3.

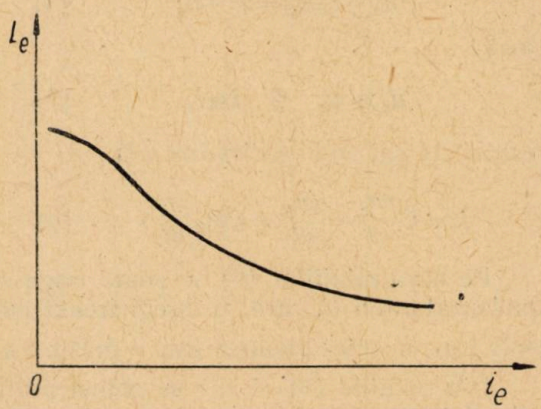


Fig. 3. Forma curbei $L_e=f(i_e)$.

Determinarea variaţiei inductivităţii într-un anumit domeniu de variaţie a curentului i_e, impune alegerea corespunzătoare a valorii i_{e0} a curentului din fig. 2.

b) Pentru determinarea inductivităţii dinamice a înfăşurării indusului se procedează analog, folosindu-se schema din fig. 4.

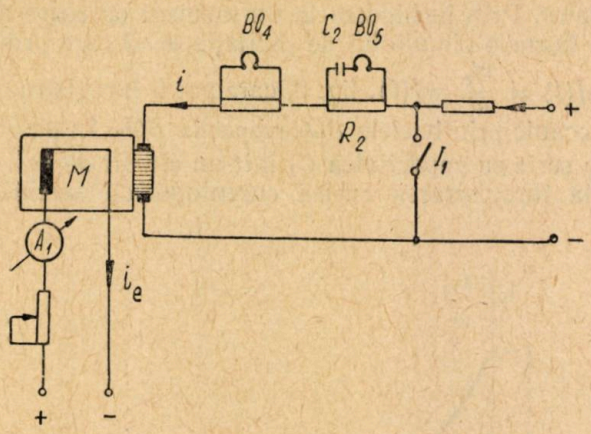


Fig. 4. Schema electrică pentru determinarea inductivității dinamice a înfășurării indusului.

Cu rotorul mașinii M blocat se înregistrează curbele $i=f(t)$ și $\frac{di}{dt}=f(t)$, după închiderea întrerupătorului I_1, pentru diferite valori ale curentului de excitație i_e. Din aceste curbe se determină inductivitatea înfășurării indusului sub forma $L_i=f(i)$.

3. ETALONAREA OSCILOGRAMELOR

În general, pentru circuitul de derivare care intervine în schemele din fig. 1 și fig. 4, ținînd seamă de notațiile din fig. 5, se pot scrie relațiile:

$$u_R=i_R R_p=u_c+u_r \qquad (4)$$

Dacă:

$$u_c \gg u_r \quad \text{și} \quad i \approx i_R \qquad (5)$$

rezultă cu ajutorul egalităților (4)

$$i_c=C\frac{du_c}{dt}=\frac{du_R}{dt}=CR_p\frac{di}{dt}. \qquad (6)$$

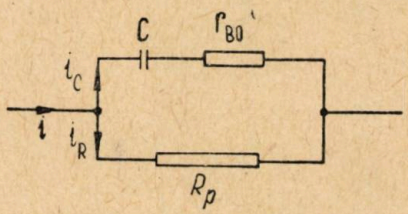


Fig. 5. Schema circuitului de derivare.

Pe baza relațiilor (6) se poate trage concluzia că curentul din ramura condensatorului C, care se înregistrează cu ajutorul buclei BO avînd rezistența r_{BO}, în orice moment este o măsură a derivatei $\frac{di}{dt}$.

Din relațiile (3) și (6) se obține următoarea expresie pentru valoarea inductivității dinamice la un moment oarecare a procesului tranzitoriu

$$L=RR_pC\frac{i}{i_c} \qquad (7)$$

în care: R este rezistența totală a circuitului în care se desfășoară procesul tranzitoriu;

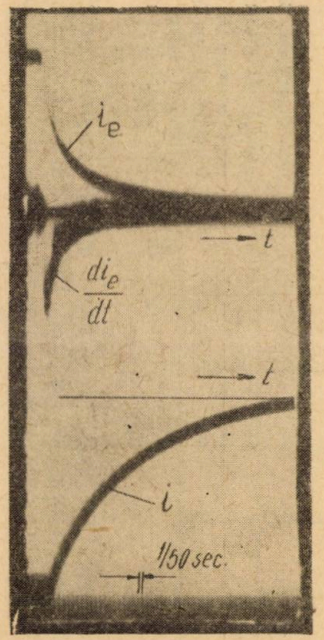
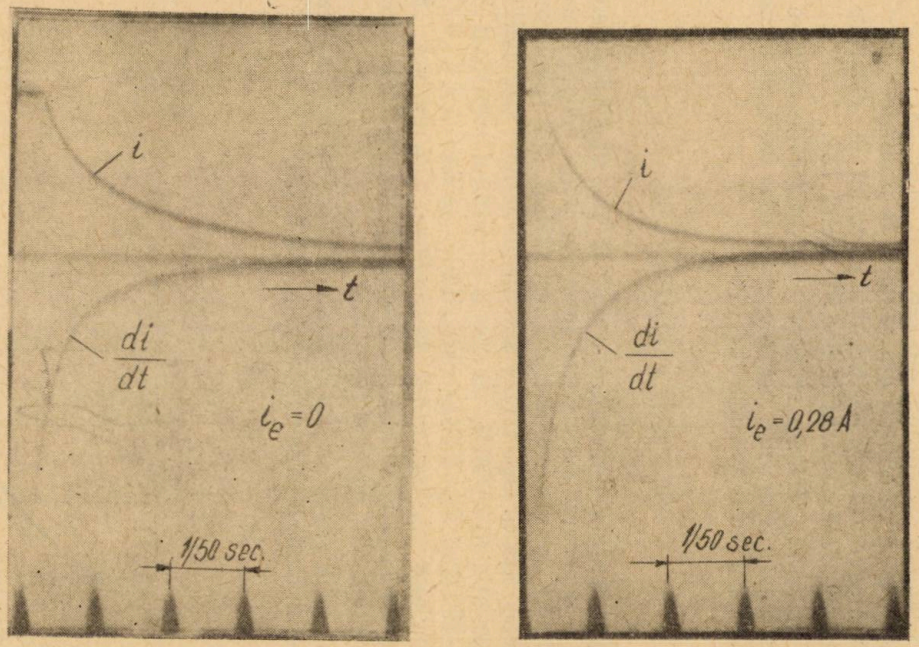


Fig. 6. Oscilograma curbelor $i_e = f(t)$, $\frac{di_e}{dt} = f(t)$ și $i = f(t)$ la mersul în sarcină al mașinei.



a *b*

Fig. 7. Oscilograma curbelor $i = f(t)$ și $\frac{di}{dt} = f(t)$ la un curent de excitație $i_e = 0$ (*a*) și $i_e = 0{,}28$ A (*b*).

R_p este rezistenţa legată în paralel cu ramura de derivare;
C — capacitatea condensatorului de derivare;
i — valoarea curentului din circuitul principal;
i_c — valoarea curentului din ramura de derivare.

Referitor la alegerea parametrilor din circuitul de derivare se recomandă să se ţină seamă de indicaţiile din literatură [8].

În ceea ce priveşte mărimea rezistenţelor adiţionale care se leagă în serie cu circuitul analizat acestea pot fi alese astfel încît să fie neglijabile faţă de rezistenţa circuitului considerat.

4. REZULTATE EXPERIMENTALE

Metoda experimentală elaborată s-a aplicat la o maşină de curent continuu cu excitaţie separată, avînd tensiunea nominală de alimentare 220 V şi puterea nominală de 1 kW. Valorile parametrilor din circuitele electrice de măsură reprezentată în fig. 1 şi 4 sînt următoarele: rezistenţa totală a circuitului de excitaţie $R_e = 700\ \Omega$, iar cea a circuitului indusului $R_i = 5{,}5\ \Omega$, rezistenţele $R_1 = 150\ \Omega$ şi $R_2 = 0{,}43\ \Omega$, capacităţile de derivare $C_1 = C_2 = 40\ \mu F$, sensibilităţile buclelor oscilografului $BO_1 = BO_3 = 2{,}36$ mm/mA, $BO_2 = 0{,}61$ mm/mA şi $BO_4 = BO_5 = 2{,}87$ mm/mA. Efectuînd înregistrările indicate au rezultat oscilogramele din fig. 6 şi fig. 7 *a, b*.

Prelucrarea oscilogramelor înregistrate a condus prin aplicarea relaţiei (7) la obţinerea curbelor reprezentate în fig. 8 şi fig. 9.

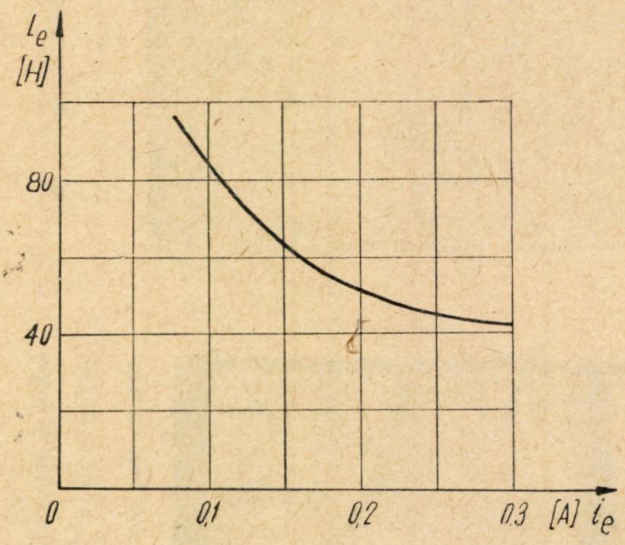


Fig. 8. Forma curbei $L_e = f(i_e)$, la mersul în sarcină a maşinii pentru o variaţie a curentului de sarcină i între 0,05—0,5 din valoarea nominală i_N

Din analiza curbei $L_e = f(i_e)$ se constată că la maşina cercetată, la mărirea curentului de excitaţie de la 0,25 la 0,75 din curentul nominal ($i_{eN} = 0{,}4$ A), inductivitatea dinamică L_e descreşte aproximativ la jumătate.

Referitor la inductivitatea dinamică a înfăşurării indusului, curba $L_l=f(i)$ pentru $i_e=0$, curba *a* din fig. 9 arată că la o creştere a curentului de sarcină între (0,3—1,0) i_N valoarea lui L_l descreşte aproximativ la jumă-

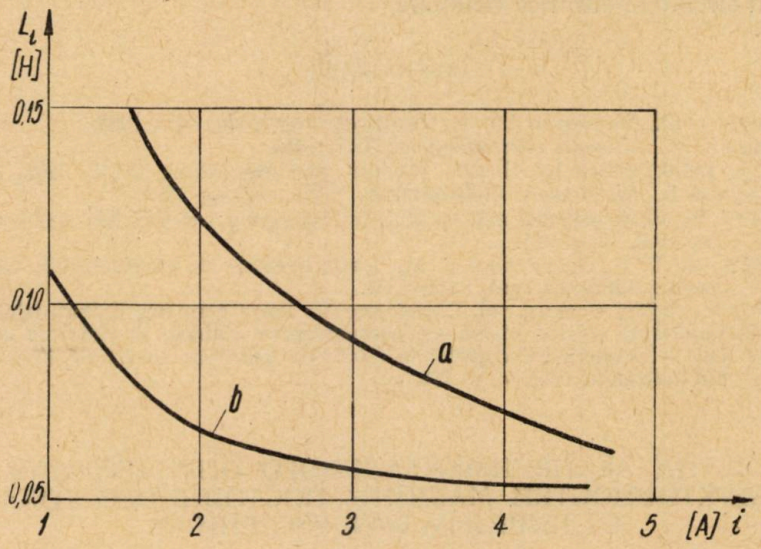


Fig. 9. Forma curbelor $L_l=f(i)$ pentru o valoare a curentului de excitaţie $i_e=0(a)$ şi $i_e=0{,}28$ A(b).

tate. Influenţa cîmpului de excitaţie asupra valorii inductivităţii dinamice a circuitului din indus este evidenţiată prin curba *b* din fig. 9.

5. CONCLUZII

In cadrul lucrării se prezintă o metodă pentru determinarea pe cale experimentală a inductivităţilor la maşina de curent continuu a căror cunoaştere este necesară la rezolvarea diferitelor probleme privitoare la comportarea acestor maşini în acţionările electrice. În adevăr, studiul teoretic al proceselor tranzitorii la acţionările electrice, se face pe baza ecuaţiilor diferenţiale scrise pentru curenţii şi viteza motorului electric, la a căror rezolvare este necesară cunoaşterea explicită a inductivităţilor [2], [7]. De multe ori, inductivitatea indusului se neglijează în calcule. Cunoaşterea valorii lui L_l ne arată în ce măsură această ipoteză este admisibilă. Pe de altă parte, cunoscînd modul de variaţie al inductivităţii în funcţie de curent, se poate aprecia cantitativ eroarea comisă printr-o altă ipoteză simplificatoare după care inductivitatea este considerată ca fiind constantă.

Cunoaşterea cît mai riguroasă a tuturor parametrilor este necesară şi la cercetarea comportării maşinilor electrice prin modelarea analogică.

Un caracter de utilitate a metodei indicate se manifestă prin aceea că pornind de la curba $L=f(i)$ se poate determina pe cale grafo-analitică a

curbei $\psi=f(i)$ şi deci şi a fluxului de dispersie la maşina electrică de curent continuu.

De asemenea, metoda poate fi utilă în general la studiul regimului tranzitoriu în circuitele electrice neliniare.

BIBLIOGRAFIE

1. Andreev V. P., Sabinin Iu. A., *Osnovî electroprivoda,* GEI, 1963.
2. Braşovan M., *Acţionări electromecanice,* IPT, 1959.
3. Cetin I., Induktivitäten bei Gleich-, Wechsel- und Mischstrom, A.f.E., 1965, 2, p. 105.
4. Philippow E., *Nichtlineare Elektrotechnik,* VAG, Leipzig, 1963.
5. Fritzsch W., Zeitkonstanten und dynamische Auslegung von Gleichstrommotoren, Elektrie, 1963, 10, p. 321.
6. Kalantarov P. L., Neimann L. R., *Bazele teoretice ale electrotehnicii,* vol. II, traducerea din limba rusă, EES, 1955.
7. Richter R., *Maşini electrice,* vol. I, traducere din limba germană, Editura tehnică, 1958.
8. Şora I., Contribuţii privind etalonarea oscilogramelor obţinute la ridicarea experimentală a caracteristicii cuplului la motoarele asincrone cu rotorul în scurtcircuit, Electrotehnica, 1958, 4, p. 138.

МЕТОД ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ИНДУКТИВНОСТЕЙ МАШИНЫ ПОСТОЯННОГО ТОКА С ОТДЕЛЬНЫМ ВОЗБУЖДЕНИЕМ

(РЕЗЮМЕ)

В работе излагается экспериментальный метод определения индуктивности обмотки возбуждения и якоря машины постоянного тока с отдельным возбуждением.

Важность вопроса видна из того факта, что для изучения поведения машины в переходных режимах работы, необходимо иметь правильные значения этих величин. С другой стороны, их определение расчетным путем трудоемко, а получаемые результаты могут быть ошибочными.

METHODE FÜR DIE EXPERIMENTELLE BESTIMMUNG DER INDUKTIVITÄTEN BEI GLEICHSTROMMASCHINEN MIT UNABHÄNGIGER ERREGUNG

(ZUSAMMENFASSUNG)

Es wird eine experimentelle Methode für die Bestimmung der Induktivität der Erregerwicklung und der Ankerwicklung bei Gleichstrommaschinen mit unabhängiger Erregung beschrieben.

Die Wichtigkeit dieses Problemes besteht in der Notwendigkeit der genauen und quantitativen Kenntnis dieser Grössen, wenn das Verhalten der Maschine im nichtstationären Betrieb untersucht werden soll. Anderseits ist für die Ermittlung dieser Grössen durch Berechnung ein laboriöser Arbeitsvorgang nötig und dazu kommt noch die Fehlerbehaftigkeit der rechnerischen Ergebnisse.

LEGĂTURĂ INVERSĂ IN TRANSFORMATOARELE DE CURENT CONTINUU *

DE

I. BRAŞOVAN

INTRODUCERE

Teoria clasică a transformatoarelor de curent continuu (prescurtat TCC) bazată pe legile fundamentale ale electrotehnicii este tratată de mai mulţi autori printre care [1], [2], [3]. Un alt mod de a aborda aceeaşi problemă o oferă teoria reglării automate [6], care permite o apreciere generală a comportării TCC în diverse împrejurări.

TCC sînt sisteme dinamice cu parametri concentraţi, avînd drept mărime de comandă curentul primar, iar ca mărime comandată curentul secundar. Acţiunea de comandă a curentului secundar cu ajutorul celui primar poate avea loc după un ciclu deschis sau după unul închis (cu legătură inversă) conform principiului de funcţionare al TCC. În lucrarea de faţă se scoate în evidenţă rolul legăturii inverse în asigurarea preciziei TCC.

La studiul TCC se presupune că curentul primar are sensul neschimbat, valoarea lui momentană fiind în general variabilă în timp. Se notează :

I_1 — valoarea momentană a curentului primar ;

I_2 — valoarea momentană a curentului secundar ;

p — simbolul de derivare în raport cu timpul.

TCC BAZATE PE PRINCIPIUL GENERATORULUI DE CURENT CONTINUU

Generatorul de c.c. cu excitaţie separată permite măsurarea curenţilor mari conform schemei din fig. 1 *a*, dacă se iau măsuri de înlăturare a reacţiei

---

* Lucrare comunicată la sesiunea ştiinţifică a cadrelor didactice din I.P.T. la data de 20 martie 1966.

de indus. În acest caz ecuaţiile fundamentale ale schemei sînt :

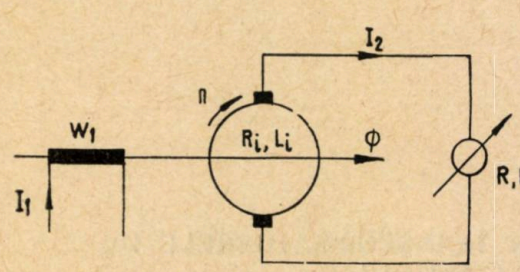


Fig. 1 *a*.

$$\Phi = \frac{I_1 w_1}{R_m (I_1 w_1,\ p I_1 w_1)}$$

$$E = (k_1 n + k_2 p)\,\Phi$$

$$I_2 = \frac{E}{R + R_i + p\,(L + L_i)}$$

în care :

Φ — fluxul util al maşinii de c.c.,

w_1 — numărul de spire al înfăşurării primare de excitaţie,

R_m — reluctanţa circuitului feromagnetic al maşinii,

E — t.e.m. indusă în rotor,

k_1, k_2 — constante constructive ale maşinii,

n — turaţia rotorului,

R_i, L_i — rezistenţa şi inductivitatea indusului,

R, L — rezistenţa şi inductivitatea sarcinii.

Din aceste ecuaţii rezultă schema structurală din fig. 1 *b* a unui sistem dinamic activ neliniar cu acţiune de comandă în circuit deschis. Caracterul neliniar este imprimat de proprietăţile circuitului feromagnetic al maşinii.

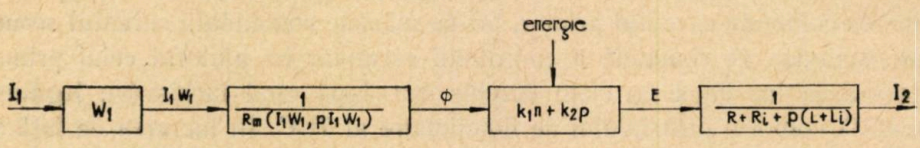


Fig. 1 *b*.

În regim staţionar raportul de transformare al acestui TCC este :

$$K = \frac{I_1}{I_2} = \frac{(R + R_i)\,R_m\,(I_1 w_1,\ p I_1 w_1)}{k_1 n w_1}$$

şi se cunoaşte cu eroarea

$$\gamma_K = \gamma_{R+R_i} + \gamma_{R_m} + \gamma_{k_1} + \gamma_n$$

Deoarece valoarea acestei erori este mare, utilizarea practică a schemei din fig. 1 *a* nu este indicată.

Introducerea unei legături inverse în structura schemelor din fig. 1 *a* respectiv fig. 1 *b*, soluţie preconizată în [4], are ca urmare creşterea preciziei măsurătorii. În acest scop se realizează schema din fig. 2 *a*.

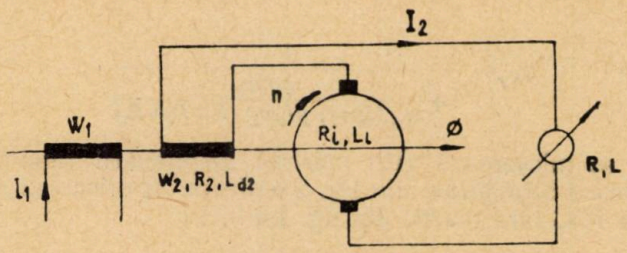


Fig. 2 *a*.

Ecuațiile care descriu funcționarea schemei sînt :

$$I_1 w_1 - I_2 w_2 = I_0 w_1$$

$$\Phi = \frac{I_0 w_1}{R_m (I_0 w_1,\ p I_0 w_1)}$$

$$E = (k_1 n + k_3 p)\ \Phi$$

$$I_2 = \frac{E}{R + R_i + R_2 + p(L + L_i + L_{d2})}$$

în care s-au mai introdus față de cazul precedent următoarele mărimi :

w_2 — numărul de spire al înfășurării secundare de excitație,
I_0 — curentul de magnetizare,
k_3 — constantă constructivă a mașinii diferită de k_2,
R_2, L_{d2} — rezistența și inductivitatea de dispersie a înfășurării secundare de excitație.

Pe baza acestor ecuații rezultă schema structurală din fig. 2 *b* a TCC din fig. 2 *a*, care este în fond un sistem de urmărire.

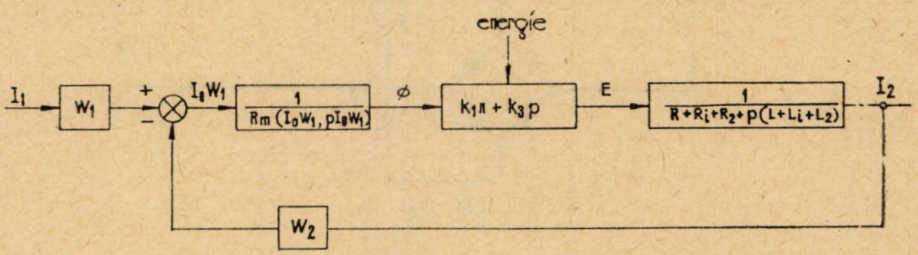


Fig. 2 *b*.

Raportul de transformare al acestui TCC este în regim staționar :

$$K_r = \frac{I_1}{I_2} = \frac{w_2}{w_1} + \frac{R_m (I_0 w_1,\ p I_0 w_1)(R + R_i + R_2)}{k_1 n w_1}.$$

Eroarea față de raportul de transformare ideal

$$K_i = \frac{w_2}{w_1}$$

este :

$$\gamma_{Kr} = \frac{1}{1 + \frac{k_1 n w_2}{R_m (I_0 w_1 , p I_0 w_1)(R + R_l + R_2)}} .$$

Valoarea ei se micşorează prin mărirea amplificării ramurii afectată de reacţie a schemei structurale din fig. 2 *b* şi este în orice caz mai mică decît eroarea γ_K a TCC fără reacţie din fig. 1 *a* şi 1 *b*.

TCC BAZATE PE PRINCIPIUL AMPLIFICATORULUI MAGNETIC

Principiul amplificatorului magnetic este folosit la realizarea mai multor tipuri de TCC, cel mai perfecţionat fiind cel descris în [3], [5]. Schema acestui TCC este indicată în fig. 3 *a*.

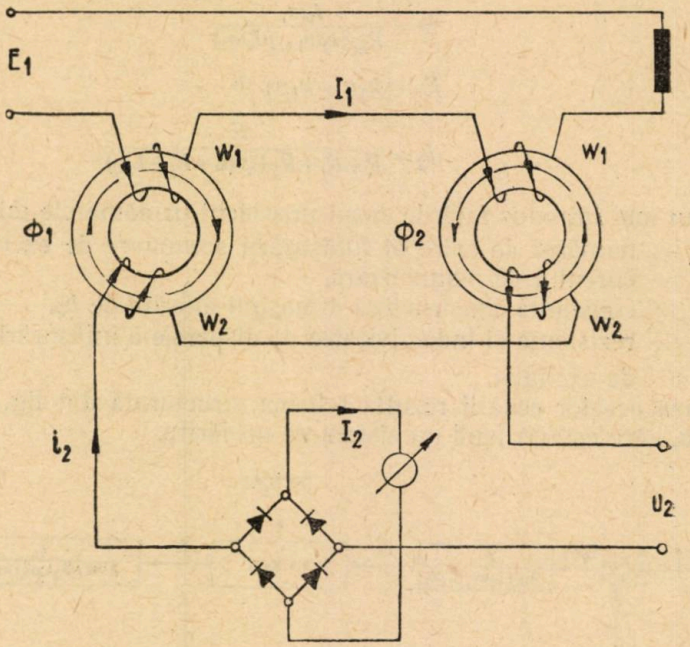


Fig. 3 *a*.

Notînd :

E_1 — t.e.m. care acţionează în circuitul primar,
R_1, L_1 — rezistenţa respectiv inductivitatea totală a circuitului primar,
w_1 — numărul de spire al înfăşurărilor primare,
w_2 — numărul de spire al înfăşurărilor secundare,
Φ_1, Φ_2 — fluxurile utile în cele două miezuri,
u_2 — valoarea momentană a tensiunii alternative auxiliare,
i_2 — valoarea momentană a curentului secundar neredresat,
R_2, L_2 — rezistenţa respectiv inductivitatea totală a circuitului secundar,

se pot scrie următoarele ecuații care descriu funcționarea TCC din fig. 3 *a* :

$$E_1=(R_1+pL_1)I_1+w_1p(\Phi_1-\Phi_2)$$

$$u_2=(R_2+pL_2)i_2+w_2p(\Phi_1-\Phi_2)$$

Plecînd de la aceste ecuații se arată că îndeplinind anumite condiții constructive, raportul de transformare al acestui TCC tinde în regim staționar spre valoarea ideală

$$K_t=\frac{w_2}{w_1}$$

abătîndu-se de la aceasta cu o eroare $\gamma(I_1)$. În acest fel rezultă schema structurală din fig. 3 *b*, care corespunde unui sistem dinamic activ neliniar cu acțiune de comandă în circuit deschis.

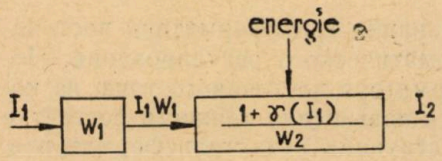


Fig. 3 *b*.

După [5] precizia în regim staționar a acestui TCC se îmbunătățește dacă se recurge la o legătură inversă realizată conform fig. 4 *a*, reflectată în schema structurală din fig. 4 *b*. Eroarea de măsură va avea față de cazul precedent valoarea :

$$\gamma_r(I_1)=\frac{w_2}{w_2+w_3}\,\frac{\gamma(I_1)}{1+\gamma(I_1)}$$

ușor de dedus din schema structurală din fig. 4 *b*.

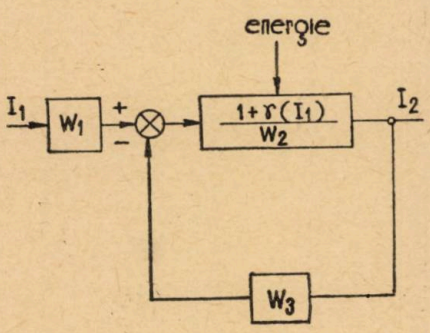


Fig. 4 *a*.

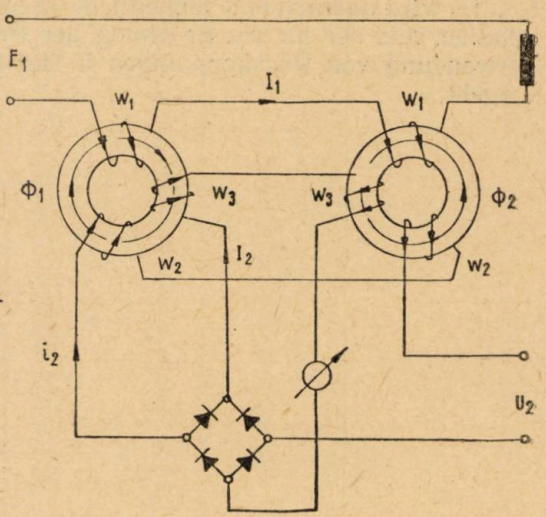


Fig. 4 *b*.

BIBLIOGRAFIE

1. Bauer R., *Die Messwandler*, Springer-Verlag, Berlin-Göttingen-Heidelberg, 1953.
2. Goldstein J., *Die Messwandler*, Verlag Birkhäuser, Basel, 1952.
3. Tolstov I. G., *Izmeritelnîe transformatorî postoiannovo toka*, Gosenergoizdat Moscova-Leningrad, 1951.
4. Nölke O. E., Der Gleichstrom — Messwandler, ETZ, 1937, tom. 57, p. 37.
5. Krämer W., Ein einfacher Gleichstrommesswandler mit echten Stromwandlereigenschaften, ETZ, 1938, tom. 58, p. 1309.
6. Solodovnicov V. V., *Osnovî avtomaticeskovo regulirovania*, Maşghiz, Moscova, 1954.

ОБРАТНАЯ СВЯЗЬ В ТРАНСФОРМАТОРАХ ПОСТОЯННОГО ТОКА

(РЕЗЮМЕ)

В работе приводится метод исследования трансформатора постоянного тока, основанный на теории автоматического регулирования. Получается единственная теория трансформатора постоянного тока, из которой следует что главная возможность повышения точности состоит в ссуществлении обратных связей в конструкции этих трансформаторов.

RÜCKKOPPLUNG IN GLEICHSTROMWANDLERN

(ZUSAMMENFASSUNG)

In der vorliegenden Arbeit ist auf Grund der Theorie der automatischen Regelung eine originelle Darstellung des Gleichstromtransformators gegeben. Es wird dadurch eine einheitliche Theorie des Gleichstromtransformators erhalten, aus der für die Erhöhung der Präzision als Hauptmöglichkeit die Verwendung von Rückkopplungen in der Struktur des Transformators hervorgeht.

COMPARATOR TRANZISTORIZAT PENTRU COMPENSATOARE NUMERICE AUTOMATE *)

DE

T. MUREȘAN

1. INTRODUCERE

Compensatoarele numerice automate sînt aparate care servesc la obținerea echivalentului numeric al mărimilor analogice. În majoritatea cazurilor mărimea analogică se prezintă sub formă de tensiune electrică.

În această lucrare ne referim la compensatoarele cu funcționare ciclică la care fiecare ciclu constă dintr-un număr de tacte corespunzător cu numărul de ranguri al echivalentului numeric ce se obține.

În timpul procesului de compensare tensiunea de compensat u_x se compară succesiv cu tensiuni precise u_n a căror valoare se modifică în trepte și automat, astfel încît după un număr de comparări egal cu numărul de ranguri al echivalentului numeric ce se obține, diferența dintre tensiunile u_x și u_n devine mai mică decît pragul de sensibilitate al compensatorului.

La compensatoarele electronice, modificarea tensiunii precise este efectuată de un număr de circuite basculante bistabile egal cu numărul de ranguri al echivalentului numeric. La sfîrșitul ciclului de compensare stările acestor circuite corespund echivalentului numeric al tensiunii de compensat.

O influență determinată asupra preciziei și vitezei de funcționare a compensatoarelor numerice automate o are comparatorul, care stabilește în fiecare tact semnul diferenței dintre tensiunea de compensat u_x și tensiunea precisă u_n și comandă în funcție de aceasta modificarea ulterioară a tensiunii precise.

Deoarece modificarea diferenței dintre tensiunea de compensat u_x și tensiunea precisă u_n se face în trepte, apare posibilitatea funcționării discrete a comparatorului. Acest fapt permite ca în schema comparatorului să poată fi utilizat un amplificator cu cuplaj prin rezistență și capacitate (RC) eliminîndu-se necesitatea utilizării amplificatorului cu cuplaj direct care are dezavantajul derivei nulului la variația temperaturii ambiante. În literatură,

* Lucrare comunicată la sesiunea științifică a cadrelor didactice din I.P. Iași, la data de 5 februarie 1965.

[1], [2] sînt descrise scheme, cu tuburi electronice, ale unor comparatoare utilizînd amplificatoare cu cuplaj *RC* şi relee cu contacte mobile. Viteza de funcţionare a compensatoarelor prevăzute cu un astfel de comparator este limitată de inerţia releelor utilizate, iar siguranţa lor în funcţionare, datorită utilizării tuburilor electronice, este relativ redusă.

În această lucrare ne-am propus să studiem şi să realizăm un comparator tranzistorizat pentru compensatoare numerice automate cu precizie şi viteză de funcţionare ridicată. Utilizarea circuitelor de comutare cu tranzistoare în locul releelor cu contacte mobile asigură o viteză mare de funcţionare a comparatorului, iar posibilitatea utilizării amplificatorului cu cuplaj *R.C.* permite obţinerea unei precizii de compensare ridicate, neafectate de deriva termică a tranzistoarelor utilizate. Utilizarea tranzistoarelor ridică însă o serie de probleme ce nu apar la construcţia şi proiectarea comparatoarelor cu tuburi electronice.

2. SCHEMA BLOC ŞI ANALIZA FUNCŢIONĂRII COMPARATORULUI

În fig. 1 este reprezentată schema bloc a compensatorului numeric automat. Partea schemei încadrată cu linie întreruptă reprezintă comparatorul realizat de autor, iar restul schemei cuprinde celelalte elemente ale compensatorului redate simplificat.

Funcţionarea compensatorului decurge în felul următor:

— În primul tact tensiunea de intrare u_x este comparată cu o tensiune precisă $u_{n_1}=U_m\left(\frac{1}{2^1}\right)$, unde U_m este valoarea maximă posibilă a tensiunii de intrare (domeniul de măsură a compensatorului);

— dacă $u_x > u_{n_1}$ la ieşirea comparatorului (univibratorul U_1) nu avem impuls şi dispozitivul de comutare *D.C.* comută sursa de tensiune precisă u_n astfel încît în cel de-al doilea tact tensiunea de intrare u_x este comparată cu o tensiune $u_{n_2}=U_m\left(\frac{1}{2^1}+\frac{1}{2^2}\right)$;

— în cazul cînd $u_x < u_{n_1}$ la ieşirea comparatorului avem impuls care acţionînd asupra dispozitivului de comutare *D.c.* face ca în cel de-al doilea tact tensiunea de intrare u_x să fie comparată cu tensiunea precisă

$$u_{n_2}=U_m\left(\frac{0}{2^1}+\frac{1}{2^2}\right).$$

În continuare operaţia de compensare decurge în mod similar şi după un număr de tacte egal cu numărul de ranguri al echivalentului numeric, tensiunea u_x este compensată cu o precizie determinată de pragul de sensibilitate al compensatorului. Echivalentul numeric al tenisunii u_x care corespunde poziţiilor circuitelor basculante din dispozitivul de comutare *D.C.* al tensiunii precise u_n, este redat cu ajutorul sistemului de afişaj A_f sau memorizat de un dispozitiv de memorizare *D.M.* După terminarea unui ciclu, circuitele basculante din dispozitivul de comutare *D.C.* sînt aduse în poziţia „0" compensatorul fiind gata pentru efectuarea următorului ciclu.

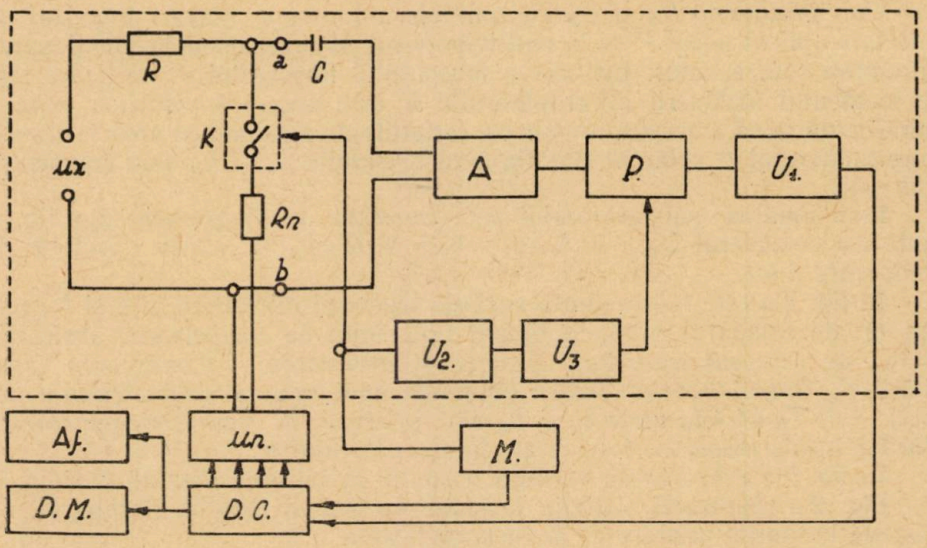


Fig. 1.

Funcționarea comparatorului constă în compararea în fiecare tact, a tensiunii de intrare u_x cu tensiunea precisă u_n. Operația de comparare este efectuată la închiderea întrerupătorului cu tranzistoare K, cînd cele două tensiuni sînt puse în opoziție. Variația de tensiune care se produce între bornele a și b la închiderea întrerupătorului K are valoarea :

$$\Delta u = (u_x - u_n)\frac{Rn}{R+Rn} \qquad (1)$$

unde Rn este rezistența interioară a sursei de tensiune precisă, iar R este rezistența conectată la intrarea comparatorului (fig. 1).

După diferențiere variația de tensiune Δu este aplicată amplificatorului A cu cuplaj $R.C.$ și amplificată.

Faptul că tensiunea de intrare a amplificatorului A se modifică în timpul procesului de compensare în limite largi, (de la cîțiva mV la cîțiva V) impune acestuia condiții de funcționare deosebite. Pentru evitarea prelungirii exagerate a proceselor tranzitorii în amplificator la aplicarea unor tensiuni de intrare mari este necesar să se prevadă a limitare eficace și bilaterală a semnalului de ieșire al fiecărui etaj amplificator.

Deoarece la intrarea univibratorului U_1 trebuie să se transmită numai variația de tensiune care apare în momentul închiderii întrerupătorului K, este necesară o selecție temporală a semnalului de ieșire al amplificatorului. Această selecție este realizată de poarta P.

La ieșirea porții P se obține un impuls numai cînd este îndeplinită și condiția $u_x < u_n$. În acest caz este comandat univibratorul U_1, care la rîndul lui acționează asupra dispozitivului de comutare $D.C.$

Univibratoarele U_2 şi U_3 au rolul de a forma şi întîrzia impulsul de selectare aplicat porţii P de la multivibratorul M care comandă funcţionarea întregului compensator. Intîrzierea începutului impulsului de selectare faţă de momentul închiderii întrerupătorului K este necesară pentru a evita o coincidenţă falsă a acestui impuls cu variaţiile de tensiune ce apar la ieşirea întrerupătorului K chiar în situaţia cînd tensiunile u_x şi u_n s-au compensat ($\Delta u=0$).

Funcţionarea comparatorului este ilustrată de diagramele din fig. 2 unde s-a considerat $U_m=10$ V, $u_x=6{,}25$ V $R=R_n$ şi numărul tactelor de comparare $n=4$.

In fig. 2 *a* este reprezentată variaţia tensiunii între bornele *a* şi *b* (vezi fig. 1) ale comparatorului, în timpul procesului de compensare, abstracţie făcînd de procesul tranzitoriu produs de încărcarea şi descărcarea capacităţii C. Timpul necesar pentru obţinerea unui rang al echivalentului numeric este $T_b=t_i+t_d$ unde t_i şi t_d sînt intervale de timp corespunzătoare stărilor închis respectiv deschis ale întrerupătorului K.

In fig. 2 *b* este trasată variaţia tensiunii la intrarea amplificatorului A.

Fig. 2 *c* reprezintă variaţia tensiunii la ieşirea amplificatorului A. Se observă limitările produse de acest amplificator.

In fig. 2 *d* sînt reprezentate impulsurile de selectare furnizate de univibratorul U_3 şi aplicate porţii P. In această figură t_2 este întîrzierea produsă de univibratorul U_2 iar t_3 durata impulsului de selectare.

Fig. 2 *e* reprezintă impulsurile care apar la ieşirea porţii P şi servesc la comanda univibratorului U_1.

In fig. 2 *f* sînt reprezentate impulsurile de durată t_1, furnizate de univibratorul U_1, care acţionează asupra dispozitivul de comutare *D.C.*

In diagramele din fig. 2 sînt reprezentate cu linie întreruptă impulsurile parazite datorite proceselor tranzitorii ce apar la comutarea întrerupătorului K chiar în situaţia cînd tensiunile u_x şi u_n s-au compensat ($\Delta u=0$).

Este de remarcat că modificarea valorii tensiunii precise u_n de către dispozitivul de comutare *D.C.* trebuie făcută neapărat în intervalul de timp t_d cînd întrerupătorul K este deschis. Din acest motiv durata impulsului furnizat de univibratorul U_1 este necesar să fie suficient de mare pentru a face coincidenţă cu momentul în care această tensiune este comutată.

Din analiza funcţionării comparatorului rezultă următoarele cerinţe în ceea ce priveşte proiectarea şi funcţionarea elementelor lui.

a) Intrerupătorul de intrare cu tranzistoare K trebuie să asigure :

— căderе de tensiune cît mai mică pe „contacte" în starea „închis" ;

— rezistenţă cît mai mare în starea „deschis" ;

— durata minimă a proceselor tranzitorii produse la comutare.

Aceste deziderente pot fi realizate cu un întrerupător cu două tranzistoare în conectare inversă. Este necesar ca tranzistoarele utilizate să aibă o frecvenţă limită cît mai ridicată iar impulsul de comandă al întrerupătorului să aibe fronturile cît mai abrupte.

b) Amplificatorul de cuplaj *R.C.* care serveşte la amplificarea semnalului de eroare diferenţiat trebuie să satisfacă următoarele cerinţe :

— amplificare suficientă pentru asigurarea sensibilităţii necesare ;

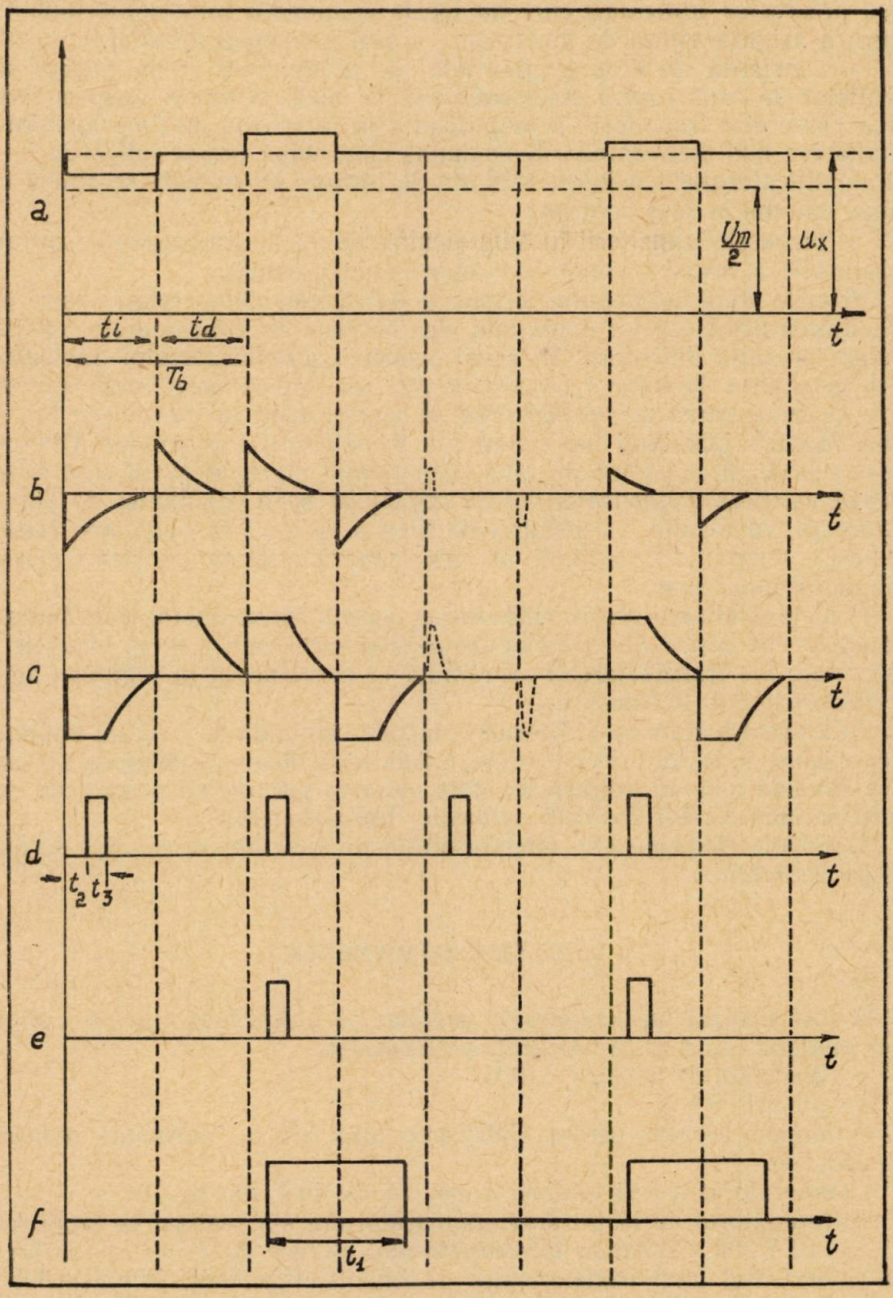


Fig. 2.

— bandă largă în domeniul frecvenţelor înalte pentru a evita prelungirea proceselor tranzitorii care au loc la comutarea întrerupătorului K şi pentru a asigura viteza de funcţionare dorită a compensatorului ;

— constantă de timp a circuitului de diferenţiere de la intrare şi a circuitelor de cuplaj între etaje suficient de mică, pentru a asigura terminarea proceselor tranzitorii în amplificator în intervalul de timp t_d chiar în situaţia cea mai defavorabilă de comandă cînd, după ce s-a aplicat la intrarea amplificatorului tensiunea maximă de intrare de un sens se aplică tensiunea minimă în sens contrar ;

— procesele tranzitorii în amplificator, să nu fie prelungite de intrarea în saturaţie a tranzistoarelor din componenţa acestuia.

Primele două deziderente formulate pot fi îndeplinite relativ uşor, însă îndeplinirea următoarelor două, mai ales în cazul amplificatoarelor cu tranzistoare prezintă dificultăţi. In cazul comenzii amplificatorului cu semnale mari, constanta de timp a circuitelor *R.C.* de cuplaj între etaje, este mai mare la descărcarea condensatorului de cuplaj decît la încărcarea lui, din cauza blocării joncţiunii bază emiter a tranzistorului comandat. Diferenţa dintre cele două constante de timp fiind relativ mare, în cazul cînd se calculează valoarea condensatorului de cuplaj pe baza constantei de timp la descărcare, va rezulta o constantă de timp prea mică la încărcare, ceea ce produce o diferenţiere multiplă, de către circuitele de cuplaj dintre etaje, a semnalului amplificat.

O metodă eficace pentru înlăturarea acestui inconvenient este limitarea semnalelor de ieşire ale etajelor amplificatorului astfel încît punctele de funcţionare ale tranzistoarelor să rămînă în permanenţă în regiunea activă a caracteristicilor de colector.

In această lucrare se utilizează o metodă originală de limitare bilaterală a semnalelor de ieşire prin folosirea etajelor amplificatoare diferenţiale simetrice. Această metodă asigură totodată evitarea prelungirii proceselor tranzitorii în amplificator datorită saturaţiei tranzistoarelor.

Celorlalte elemente ale comparatorului nu li se impun condiţii de funcţionare deosebite.

3. REZULTATE EXPERIMENTALE

A fost realizat un comparator destinat să funcţioneze într-un compensator numeric rapid cu următoarele performanţe :

— domeniul de măsură ± 10 V,

— precizie 0,1%,

— timpul necesar pentru elaborarea unui bit de informaţie numerică $T_b = 15\ \mu$ sec.

Comparatorul a fost realizat după schema bloc din fig. 1.

Intrerupătorul de la intrarea comparatorului s-a realizat cu două tranzistoare EFT 308. Comanda întrerupătorului se face de la un multivibrator prin intermediul unui transformator de impuls. Fronturile impulsurilor de comandă sînt de 0,12 μ sec. Intervalele de timp t_i şi t_d (vezi fig. 2) corespund la 5 μ sec respectiv 10 μ sec.

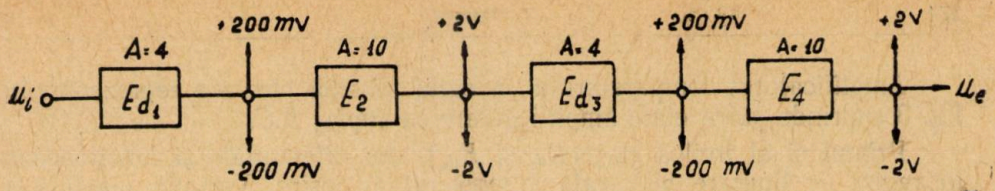
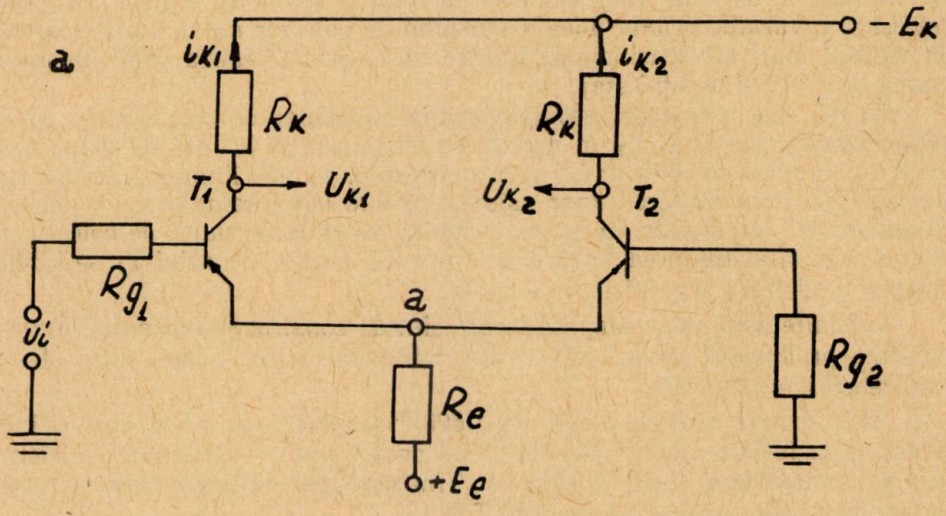

A= 4
+200 mV
A= 10
+2V
A= 4
+200 mV
A= 10
+2V
u_i
E_{d_1}
E_2
E_{d_3}
E_4
u_e
-200 mV
-2V
-200 mV
-2V

Fig. 3.


a
i_{K1}
i_{K2}
$-E_K$
R_K
R_K
T_1
U_{K1}
U_{K2}
T_2
R_{g_1}
a
R_{g_2}
U_i
R_e
$+E_e$

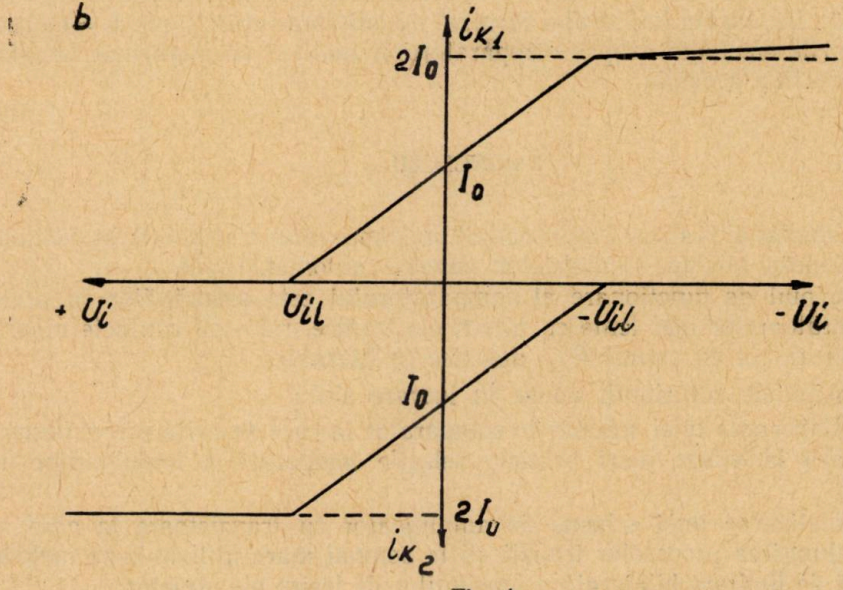

b
i_{K1}
$2I_0$
I_0
$+U_i$
U_{il}
$-U_{il}$
$-U_i$
I_0
$2I_0$
i_{K2}

Fig. 4.

Amplificatorul comparatorului, a cărui schemă bloc s-a reprezentat în fig. 3 cuprinde patru etaje amplificatoare cu cuplaj *R.C.*

Primul şi al treilea etaj (E_{d_1} şi E_{d_3}) sînt diferenţiale şi funcţionează în regim de limitare bilaterală a tensiunii de ieşire. Variaţia maximă a tensiunii de ieşire a acestor etaje este de 400 mV. Funcţionarea în regim de limitare a etajului amplificator diferenţial (fig. 4, *a*), atunci cînd este necesară o variaţie relativ mică a tensiunii de colector u_K a tranzistoarelor la variaţii mari ale tensiunii de intrare u_i, se poate realiza prin dimensionarea potrivită a acestui etaj.

In fig. 4, *b* este reprezentată variaţia curenţilor de colector i_{K_1} şi i ai tranzistoarelor T_1 şi T_2, în funcţie de tensiunea de intrare u_i. După cum se vede curentul de colector i_{K_2} al tranzistorului T_2 este limitat între valorile zero şi $2I_0$. Prin alegerea unor valori potrivite ale curentului de repaus I_0 şi rezistenţei de colector R_K se poate limita excursia tensiunii de colector la valoarea dorită. Evitarea intrării de saturaţie a tranzistorului T_1 se obţine alegînd rezistenţa R_e suficient de mare.

Celelalte două etaje amplificatoare sînt de construcţie obişnuită. Pentru mărirea produsului cîştig bandă, cele patru etaje sînt cuplate între ele cu trei repetoare de emiter.

Amplificarea realizată este de 1 600, valoarea maximă a variaţiei de tensiune la ieşirea amplificatorului fiind de 4 V valoare care este suficientă pentru comandarea porţii *P* (fig. 1). Tranzistoarele utilizate la construcţia amplificatorului au fost de tipul EFT 308.

Poarta *P*, multivibratorul *M* şi univibratoarele U_1, U_2 şi U_3 au fost realizate după schemele cunoscute [3]. Durata impulsului furnizat de univibratorul U_1 este $t_1 = 12\ \mu$ sec., întîrzierea produsă de univibratorul U_2 este $t_2 = 1\ \mu$ sec, iar durata impulsului furnizat de univibratorul U_3 este $t_3 = 1\ \mu$ sec. Măsurătorile efectuate asupra comparatorului realizat au confirmat funcţionarea corectă a acestuia.

4. CONCLUZII

S-a studiat şi realizat experimental un comparator tranzistorizat destinat să funcţioneze într-un compensator numeric automat, rapid.

Principiul de funcţionare al comparatorului este asemănător cu acela al comparatoarelor mai lente cu tuburi electronice, relee cu contacte mobile şi amplificatoare cu cuplaj *R.C.* descrise în literatură.

Principalele contribuţii aduse în lucrare sînt:

— Elaborarea unei scheme de comparator la care se evită o funcţionare defectuoasă la viteze mari printr-o selecţie temporală a impulsurilor de ieşire şi

— realizarea unei scheme de amplificator cu tranzistoare la care se evită prelungirea proceselor tranzitorii la semnal mare utilizîndu-se metodă originală de limitare bilaterală a tensiunilor de ieşire ale etajelor.

BIBLIOGRAFIE

1. Polonnikov D. E., *Electronîe usiliteli avtomaticeskih compensatorov*. Fizmatghiz, 1960, Moscova.
2. Netrebenko K. A., *Tifrovîe avtomaticeskie kompensatorî*. Gosenergoizdat 1961, Moscova.
3. Tudor Tănăsescu, *Circuite cu tranzistoare*. Editura tehnică 1961, București.

ТРАНЗИСТОРНЫЙ КОМПАРАТОР ДЛЯ ЦИФРОВЫ АВТОМАТИЧЕСКИХ КОМПЕНСАТОРОВ

(РЕЗЮМЕ)

В работе приводится схема транзисторного компаратора, презназначенного для работы в скоростных автоматических цифровых компенсаторах.

Компаратор снабжен усилителем с емкостно-резистивной связью, чем исключается относ нуля с изменением температуры.

Анализируя поведение схемы, выводятся условия которые должны выполнаять различные цепи, для обеспечения быстрой и правильной работы.

Для сокращения до минимума времени необходимого для ответа, каскады усилителя входящего в состав компаратора имеют двусторонее ограничение выходного напряжения.

Была реализована экспериментальная модель компаратора, давшая хорошие результаты.

TRANSISTORISIERTER KOMPARATOR FÜR SCHNELLE DIGITALE KOMPENSATOREN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Die vorliegende Arbeit beschreibt das Schema eines transistorisierten Kompensators der für schnelle automatische digitale Kompensatoren bestimmt ist.

Der Komparator hat einen Verstärker mit *R.C.*-Kupplung, der den durch Temperaturänderungen hervorgerufenen Drift beseitigt.

Das Schema wird analysiert und die Bedingungen gefolgert, welche die verschiedenen Schaltungen erfüllen müssen, damit eine rasche und sichere Funktionierung möglich sei.

Um eine je kürzere Antwortszeit zu sichern, sind die Verstärkerstufen des Komparators mit zweiseitiger Begrenzung der Ausgangsspannung versehen.

Der experimentell gebaut Komparator hat fehlerfrei gearbeitet.

INFLUENȚA ÎNTRERUPĂTORULUI ASUPRA PROCESULUI TRANZITORIU DE DECONECTARE A LINIILOR ÎN GOL *)

DE

V. NEGRU

În apariția și dezvoltarea proceselor tranzitorii, condiționate de efectuarea diferitelor comutații în sistemele electro-energetice, procesele de stingere și reaprindere ale arcului electric în întrerupător joacă un rol esențial. Este cunoscut faptul că arcul electric de frecvență industrială se stinge la prima sa trecere prin zero, iar reaprinderea arcului este determinată pe de o parte de tensiunea de restabilire la contacte și pe de altă parte de caracteristica de restabilire a rigidității intervalului.

În cazul procesului tranzitoriu care apare la deconectarea liniilor în gol, întrerupătorul, sau mai exact caracteristica de restabilire a rigidității dielectrice în intervalul dintre contactele sale, este aceea care determină momentul și numărul reaprinderilor arcului electric.

Toate rezultatele încercărilor, referitoare la deconectarea liniilor în gol efectuate în condiții de exploatare [1], [2], [3], scot în evidență rolul important pe care îl joacă întrerupătorul, în apariția supratensiunilor. Rezultatele acestor încercări nu permit însă să se facă generalizări în ceea ce privește influența caracteristicii întrerupătorului asupra fenomenului tranzitoriu, care însoțește deconectarea, deoarece, fie că nu sînt pe deplin descrise condițiile încercării, fie că însăși caracteristica întrerupătorului este necunoscută.

Lucrarea își propune să analizeze, modul în care caracteristica de restabilire a rigidității dielectrice între contactele întrerupătorului, influențează asupra momentului reaprinderii arcului electric între contacte și asupra valorii supratensiunilor ce apar la deconectarea liniilor în gol.

METODA DE STUDIU

In fig. 1 *a*, este reprezentată schema echivalentă monofazată a deconectării liniei în gol, unde :

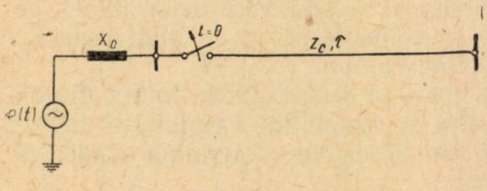
X_0^* — reactanța de dispersie a transformatorului, în unități relative față de impedanța de undă a liniei,

*) Lucrare comunicată la cea de-a XII-a sesiune de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T. din 18—20 martie 1966.

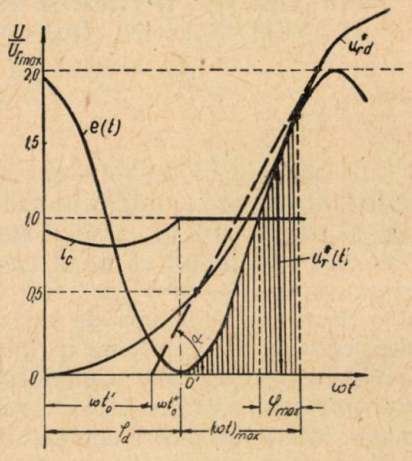
Z_c — impedanța de undă a liniei,
$\tau = l/c$ — timpul de propagare al undei în lungul liniei,
$e(t)$ — tensiunea sursei de alimentare.

În fig. 1 *b*, este reprezentată desfășurarea procesului, din momentul 0, care marchează începutul deplasării contactului mobil al întrerupătorului. Din acest moment, ca urmare a acțiunii mediului de stingere, în spațiul dintre contactele întrerupătorului începe să se restabilească rigiditatea dielectrică u^*_{rd} care crește pe măsura îndepărtării contactului mobil. Creșterea rigidității se accentuează din momentul 0′ în care curentul capacitiv al liniei i_c trece prin zero cînd, ca urmare a acțiunii intense a mediului înconjurător asupra canalului arcului, acesta se stinge. Simultan, la contactele întrerupătorului începe să se restabilească tensiunea, viteza de creștere a căreia este determinată de schema studiată. În cazul nostru, tensiunea de restabilire, poate fi scrisă sub forma :

$$u^*_r(t) = U^*_{rem} - \cos \omega t, \qquad (1)$$



a



b

Fig. 1. :
a — schema echivalentă de calcul; *b* — determinarea fazei reaprinderii arcului electric în întrerupător.

unde U^*_{rem}, reprezintă tensiunea remanentă care se păstrează pe linie, în urma stingerii arcului electric și a procesului de egalizare a tensiunii în lungul liniei, a cărei valoare în ipoteza neglijării căderii de tensiune pe arc se poate calcula cu ajutorul relației :

$$U^*_{rem} = \frac{1}{\omega\tau\,(\operatorname{ctg}\omega\tau - X^*_0)} \qquad (2)$$

Stingerea definitivă sau reaprinderea arcului în întrerupător, depinde de raportul dintre vitezele de creștere a rigidității dielectrice și a tensiunii de restabilire la contacte. Reaprinderea arcului electric în întrerupător va avea loc în momentut egalității ordonatelor caracteristicii întrerupătorului și a tensiunii de restabilire.

În ceea ce privește caracteristica întrerupătorului, trebuie luată în considerare cea corespunzătoare ruperii curenților relativ mici. În fig. 2 sînt reprezentate aceste caracteristici după datele lui Butchevici [4], pentru întrerupătoarele tipice cu aer comprimat, respectiv cu ulei. Se observă că în intervalul $U^*_{rd} = 0{,}5—2$, caracteristica poate fi aproximată cu un segment

de dreaptă, de panta α. În determinarea fazei reaprinderii arcului electric, panta α și „faza deschiderii contactelor" (intervalul de timp dintre momentul deschiderii contactelor 0 și momentul ruperii curentului capacitiv 0′), joacă un rol deosebit.

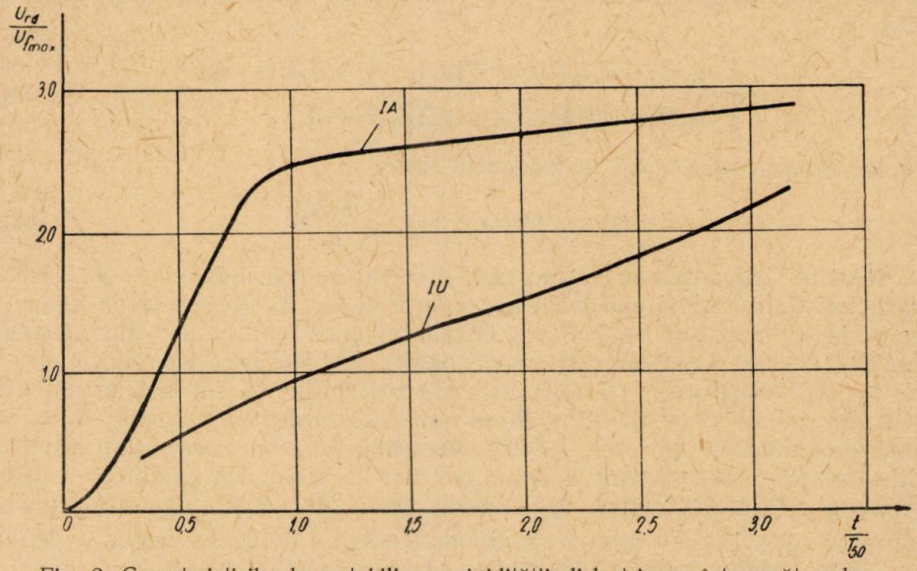


Fig. 2. Caracteristicile de restabilire a rigidității dielectrice a întrerupătoarelor cu aer comprimat (*IA*) și ulei (*IU*).

Admițînd originea timpului în momentul ruperii curentului capacitiv, faza maximă a reaprinderii arcului (corespunzătoare situației în care cele două caracteristici se intersectează într-un singur punct) se determină din următoarele relații, rezultate din fig. 1 *b* :

$$U^*_{rem} - \cos \omega t = \omega (t + t''_0) \operatorname{tg} \alpha . \tag{3}$$

Diferențiind în funcție de t, se obține :

$$\sin \omega t = \operatorname{tg} \alpha, \tag{4}$$

de unde :

$$\begin{cases} (\omega t)_{max} = \operatorname{arc\,sin} (\operatorname{tg} \alpha) & (5) \\ \omega t''_0 = \dfrac{180}{\pi} \cdot \dfrac{U^*_{rem} - \cos \omega t}{\operatorname{tg} \alpha} - (\omega t)_{max} . & (6) \end{cases}$$

Faza deschiderii contactelor, pentru care faza reaprinderii obține valoarea maximă $(\omega t)_{max}$ este egală cu :

$$\varphi_d = \omega t_0 = \omega t'_0 + \omega t''_0 . \tag{7}$$

Mărimea $\omega t'_0$, depinde de panta caracteristicii α și are valoarea $\omega t'_0 = -60°$, pentru întrerupătorul cu ulei și $\omega t'_0 = +30°$, pentru întrerupătorul cu aer comprimat (fig. 2). Dacă alegem originea timpului în momentul de zero al tensiunii sursei, atunci :

$$\varphi_{max} = (\omega t)_{max} - 90° . \tag{8}$$

Pentru a evidenția influența caracteristicii întrerupătorului asupra ordinului de multiplicitate al supratensiunilor ce apar la deconectarea liniilor în gol, s-a recurs la folosirea calculatoarelor analogice. Modelarea matematică a liniei în gol, s-a făcut [5] pornind de la ecuațiile liniei de lungime finită.

$$\begin{cases} u_1(t) - Z_c i_1(t) = e^{-\beta l}[u_1(t-\tau) + Z_c i_2(t-\tau)] \\ u_2(t) = e^{-\beta l}[u_1(t-\tau) + Z_c i_1(t-\tau)] \end{cases} \tag{9}$$

și de la ecuația curentului la începutul liniei

$$e(t) = u_1(t) + r_0 i_1(t) + L_0 \frac{di_1(t)}{dt}. \tag{10}$$

Schema structurală a deconectării liniei în gol cu luarea în considerare a caracteristicii întrerupătorului este arătată în fig. 3. Deconectarea liniei se face de la comutatorul *P1* și *P2* în momentul dorit ; simultan comutatoarele *P3* și *P4*, normal deschise, conectează partea schemei care reproduce caracteristica întrerupătorului și tensiunea de restabilire la contactele sale. În momentul în care $u^*_{rd} = u^*_r$, releul *P0* al amplificatorului comparator *AC* acționează și contactele sale *P01* și *P02* conectează linia la sursa de alimentare, imitînd reaprinderea arcului. Schema permite de asemenea modificarea defazajului φ_d, între momentul deschiderii contactelor *0* și momentul ruperii curentului capacitiv *0'* ; pentru modificarea acestui defazaj e necesară stabilirea unor condiții inițiale diferite de zero la integratorul *2*.

În acest fel, prin modificarea condițiilor inițiale ale integrării, se modifică faza φ_{max} a reaprinderii arcului și în consecință și valoarea supratensiunilor.

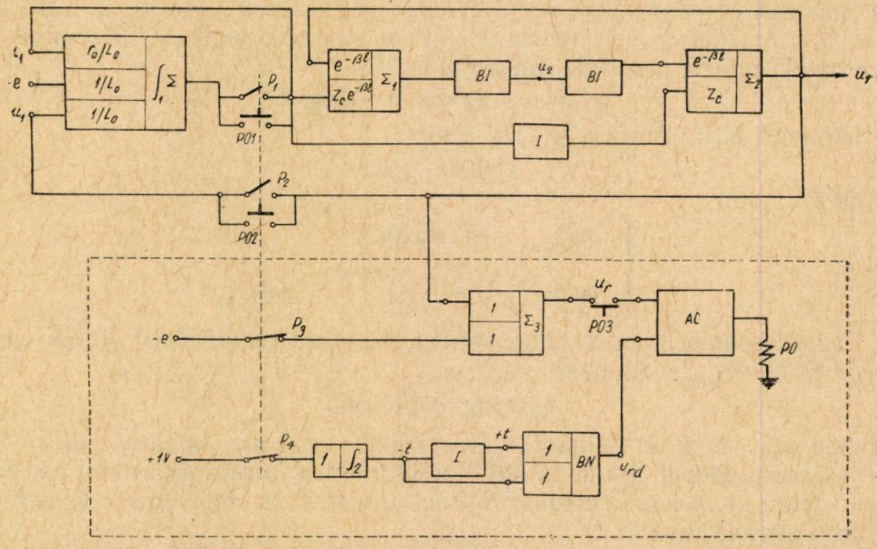


Fig. 3. Schema structurală a deconectării liniei în gol cu luarea în considerare a caracteristicii întrerupătorului.

REZULTATELE CALCULELOR ȘI CONCLUZII

Cu ajutorul relațiilor stabilite s-au efectuat calcule, pentru o gamă largă a parametrilor schemei. Lungimea liniei deconectate s-a modificat între 100—400 km și reactanța de dispersie a sursei între 0,1—0,4 u.r.

Dependența lui φ_{max} și φ_d de panta caracteristicii tg α este arătată în fig. 4 și fig. 5. Analiza acestor curbe duce la următoarele concluzii:

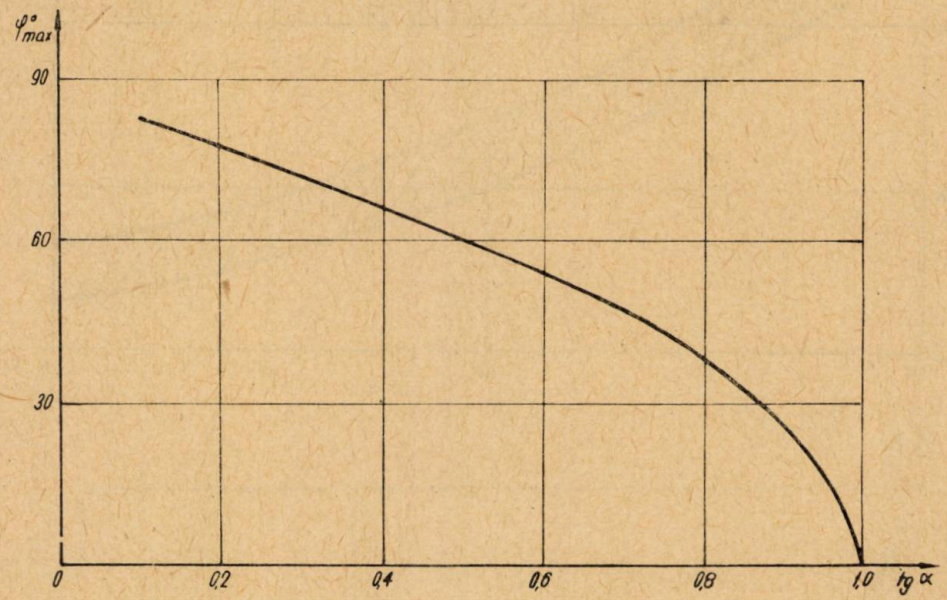


Fig. 4. Dependența fazei maxime a reaprinderii arcului de panta caracteristicii.

1. Reaprinderea arcului are loc nu la maximul tensiunii de restabilire la contacte, ci mai devreme.

2. La deconectarea liniilor în gol cu întrerupătoare cu aer comprimat, apariția unor supratensiuni mari este perfect posibilă, deoarece reaprinderea arcului poate avea loc în apropierea valorii maxime a tensiunii de restabilire, pentru valori $\varphi_d < 180°$.

3. La deconectarea liniilor în gol cu întrerupătoare cu ulei, apariția unor supratensiuni mari în cazul unei singure reaprinderi a arcului este puțin probabilă, deoarece pentru ca reaprinderea să aibă loc în apropierea valorii maxime a tensiunii de restabilire, curentul capacitiv trebuie să treacă de 4—5 ori prin zero fără să se stingă ($\varphi_d \gg 180°$).

Pentru o anumită caracteristică de restabilire a rigidității dielectrice, adică pentru un întrerupător dat, faza maximă φ_{max} a reaprinderii arcului, depinde în ultimă instanță de faza deschiderii contactelor φ_d, valoarea căreia

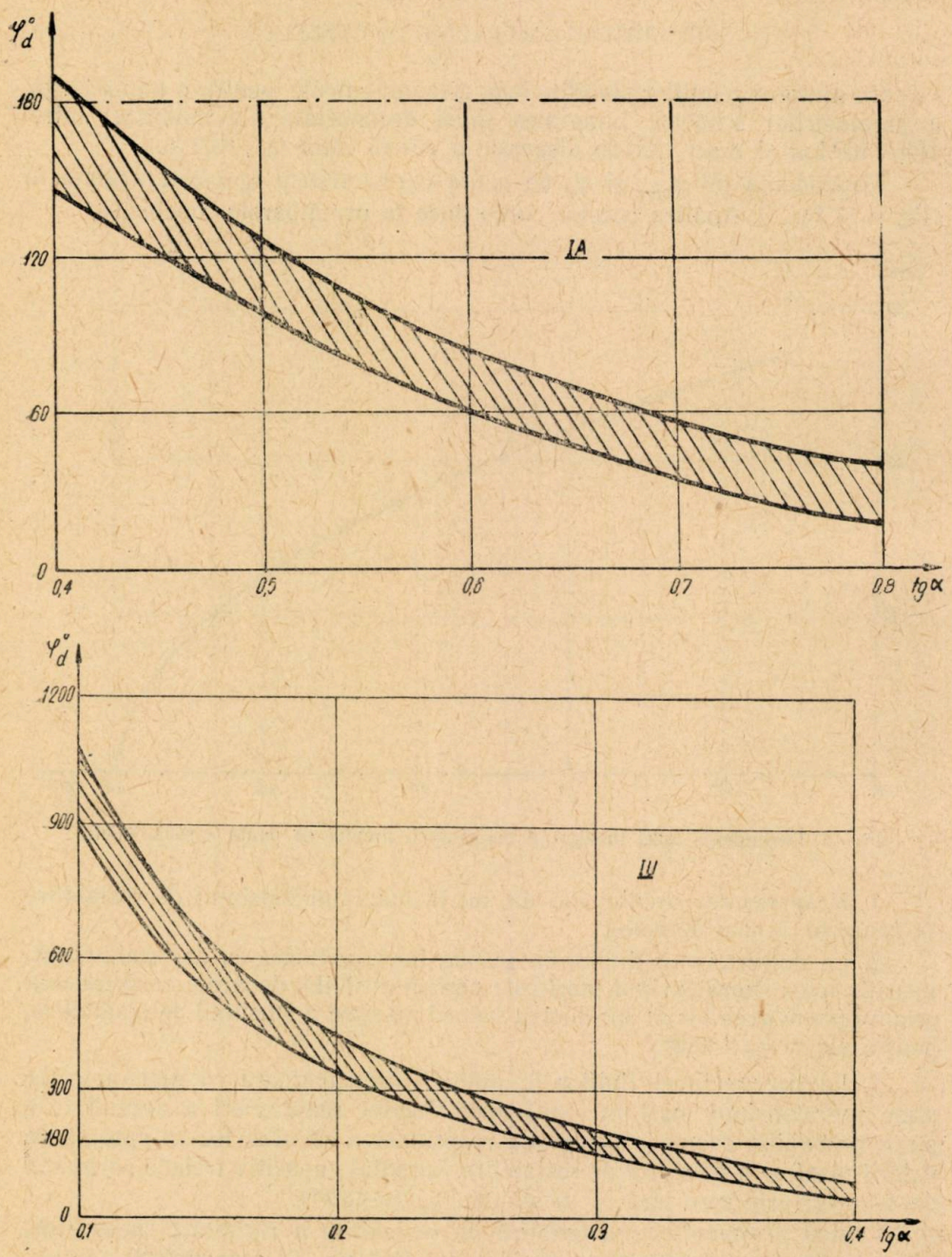


Fig. 5. Dependența fazei deschiderii contactelor de panta caracteristicii pentru întrerupătorul cu aer comprimat (IA), respectiv cu ulei (IU).

are un caracter pur statistic. Pentru întrerupătoarele cu aer comprimat și ulei, ale căror caracteristici sînt reprezentate în fig. 2, s-a calculat, cu ajutorul relațiilor (6) și (7), dependența fazei maxime φ_{max} a reaprinderii arcului electric, de faza deschiderii contactelor φ_d.

Rezultatele acestor calcule prezentate în fig. 6 arată următoarele:

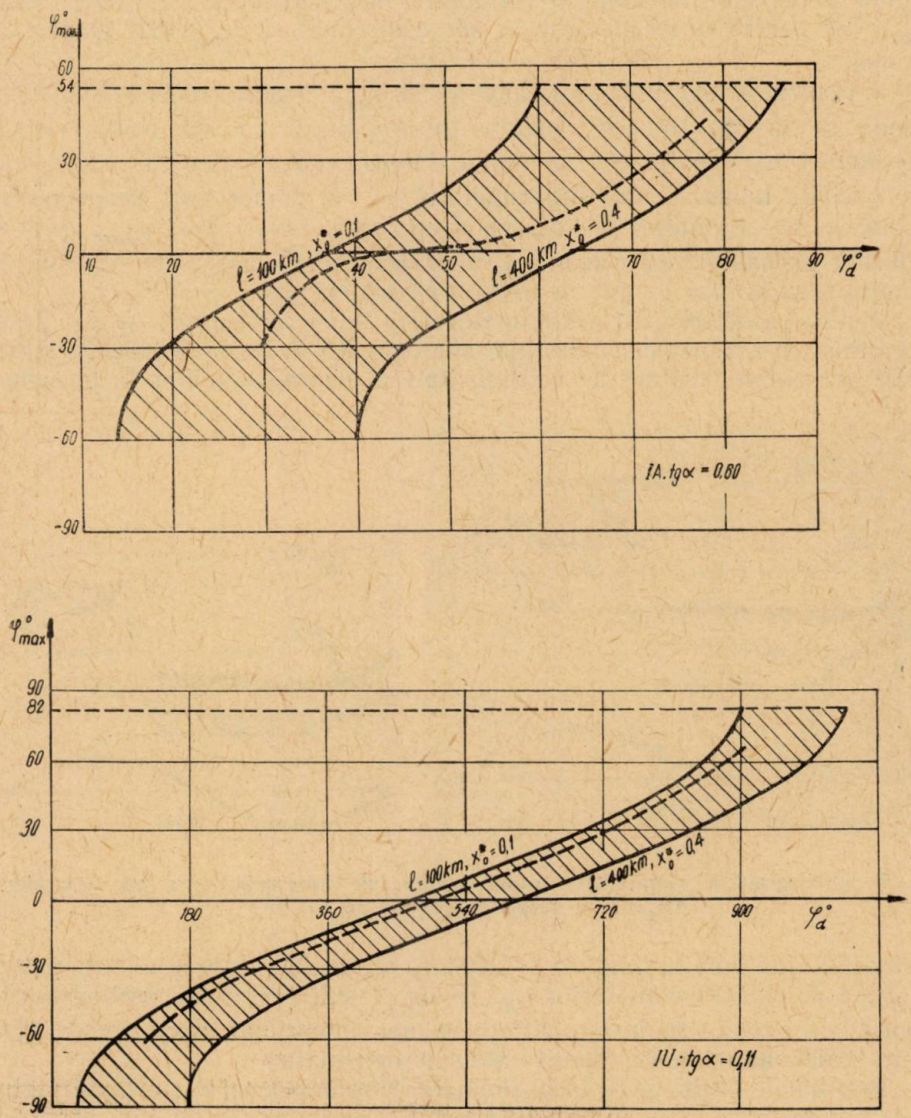


Fig. 6. Dependența fazei maxime a reaprinderii arcului de faza deschiderii contactelor pentru întrerupătorul cu aer comprimat (IC) și ulei (IU).

1. Parametrii schemei influențează mult asupra mărimii fazei maxime a reaprinderii arcului, prin intermediul tensiunii remanente U^*_{rem} care crește cu creșterea lungimii liniei și a reactanței de dispersie a transformatorului. Prin modificarea indicată a acestor parametri, φ_{max} se schimbă cu cîteva zeci de grade.

2. Pentru diferiți parametri ai schemei, reaprinderea arcului are loc înainte de maximul tensiunii de restabilire, faza maximă a reaprinderii fiind $\varphi_{max}=54°$ pentru întrerupătorul cu aer comprimat și $\varphi_{max}=82°$ pentru cel cu ulei.

3. Pentru ca reaprinderea să aibă loc la φ_{max}, faza deschiderii contactelor trebuie să fie $\varphi_d=60—86°$ pentru întrerupătorul cu aer comprimat și $\varphi_d=900—1\,040°$ pentru cel cu ulei. Evident, existența unui asemenea caz este posibilă numai pentru întrerupătorul cu aer comprimat. Reaprinderea arcului în întrerupătorul cu ulei va avea loc la valori $\varphi \ll \varphi_{max}$, ceea ce confirmă probabilitatea ridicată a apariției cîtorva aprinderi repetate la deconectarea liniilor în gol cu întrerupătoare cu ulei.

Pentru caracteristicile întrerupătoarelor tipice, prezentate în fig. 2 s-a determinat cu ajutorul calculatorului analogic MN-7, conform schemei structurale prezentate, ordinul de multiplicitate al supratensiunilor la începutul

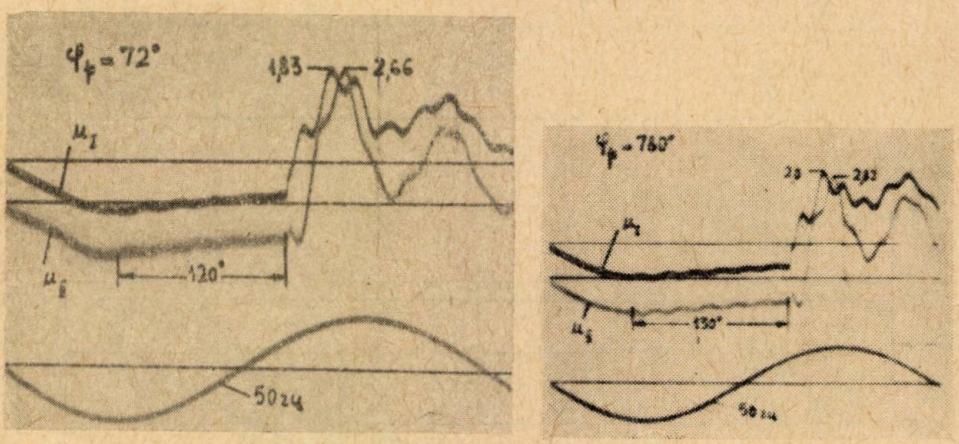


Fig. 7. Oscilogramele reaprinderii acului pentru un întrerupător cu aer comprimat ($\varphi_d=72°$), respectiv cu ulei ($\varphi_d=780°$).

și sfîrșitul unei linii de lungime $l=200$ km, pentru $X^*_0=0{,}20$ și diferite valori ale fazei deschiderii contactelor φ_d. În fig. 7 sînt prezentate oscilogramele reaprinderii arcului în întrerupătorul cu aer comprimat, respectiv cu ulei, pentru valori aproximativ identice ale supratensiunilor.

Rezultatele obținute pe baza prelucrării oscilogramelor, pe lîngă faptul că le confirmă pe cele anterioare (curbele punctate din fig. 6), arată că ordinul de multiplicitate al supratensiunilor depinde în mare măsură de faza deschiderii contactelor (fig. 8) și anume :

1. Pentru întrerupătoarele cu aer comprimat, cu o caracteristică identică sau apropiată de cea prezentată în fig. 2, supratensiunile în regim tranzitoriu, obțin valori periculoase numai dacă faza deschiderii contactelor $\varphi_d > (60—70)°$. În intervalul de la 35° la 65°, supratensiunile nu depășesc $1{,}6\,U_f$ la începutul liniei și $1{,}9\,U_f$ la sfîrșitul ei ; dacă $\varphi_d < 30°$, supratensiunile vor fi și mai mici.

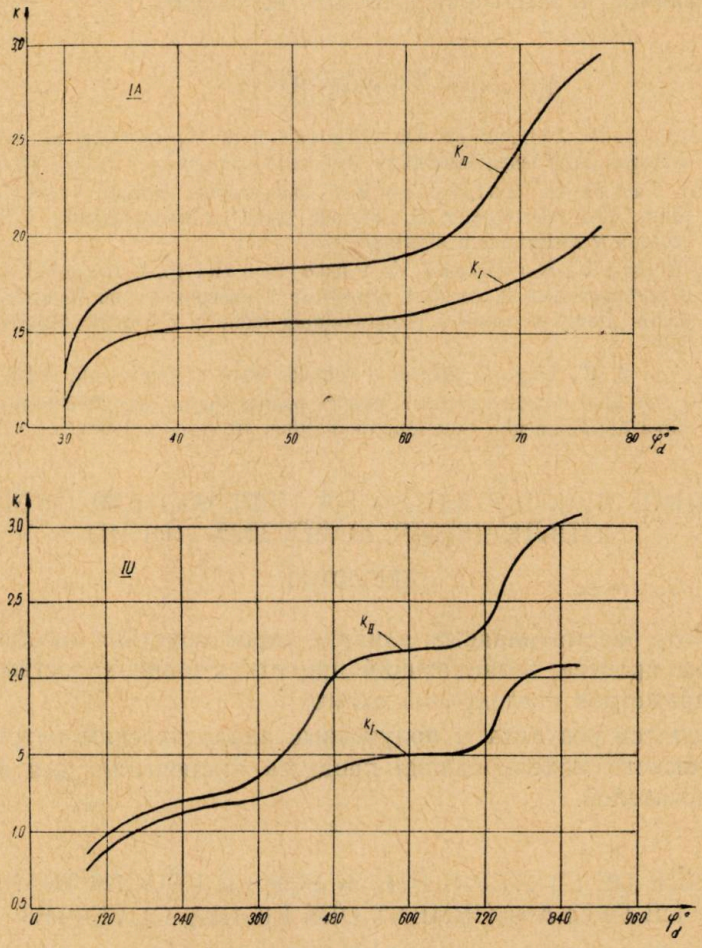


Fig. 8. Dependența supratensiunilor de faza deschiderii contactelor pentru întrerupătorul cu aer comprimat (*IA*) și ulei (*IU*).

Reaprinderea arcului nu are loc dacă $\varphi_d > (80—90)°$, adică dacă deschiderea contactelor are loc în prima jumătate a semiperioadei curentului capacitiv, deconectarea liniei nu este periculoasă.

2. Pentru întrerupătoarele cu ulei, cu o caracteristică identică sau apropiată de cea prezentată în fig. 2, apariția unor supratensiuni periculoase

în cazul unei singure reaprinderi a arcului electric, este puțin probabilă; pentru ca supratensiunile să depășească $2U_f$ la începutul liniei și $3U_f$ la sfîrșitul ei, faza deschiderii contactelor trebuie să fie $\varphi_d > 720°$, ceea ce practic nu se întîmplă. Pentru valori real posibile ale fazei deschiderii contactelor $\varphi_d = 0—180°$, supratensiunile, în cazul unei singure reaprinderi a arcului electric în întrerupător, nu sînt periculoase.

BIBLIOGRAFIE

1. Bergstrom L. R., Johansen O., Grundmark G., Limiting of switching overvoltages field tests, laboratory tests and calculation CIGRÉ, 54—117.
2. Gaiar G., Janhe G., Holmgren B., Vîbor urovnia izoliații v setiah, soderjașcih dlinîe linii electroperedaci, sbornik statei „Perenapriajenia i vîsokovoltnaia izolația v electriceskih sistemah, GEI, 1959.
3. Gert R., Homa V., Kalousek V., Popolianski F., Viskosil V., K voprosu o perenapriajeniah, rezultatî izmerenia v energosistemah Cehoslovakii, sbornik statei „Perenapriajenia i vîsokovoltnaia izoliația v elektriceskih sistemah, GEI, 1959.
4. Butchevici J. V., Dugovie protesî v tehnike vîsokih napriajenii, MEI, 1956, p. 83.
5. Negru V., Folosirea calculatoarelor analogice pentru studiul supratensiunilor, la deconectarea liniilor în gol. Buletinul I.P.T., tom. 10, fasc. 2, 1966.

ВЛИЯНИЕ ВЫКЛЮЧАТЕЛЯ НА ПЕРЕХОДНОМ ПРОЦЕССЕ ОТКЛЮЧЕНИЯ ХОЛОСТЫХ ЛИНИЙ

(РЕЗЮМЕ)

В работе рассматривается влияние характеристики выключателя на переходном процесе, возникающий при отключении холостых линий, с учетом параметров исследуемой схемы.

Приводятся результаты полученные аналитическим путем и путем математического моделирования процесса отключения, для двух типовых выключателей.

INFLUENCE DE L'INTERRUPTEUR SUR LE PROCÈS TRANSITOIRE DE DÉCLANCHEMENT DES LIGNES OUVERTES

(RÉSUMÉ)

Dans cet ouvrage on étudie l'influence de la caractéristique de l'interrupteur sur le procès transitoire provoqué par la déclanchement des lignes ouvertes en tenant compte des paramètres du schéma etudié.

On présente les résultats obtenus par voie analytique et par modelage mathématique du phénomène de déclanchement pour deux types caractéristiques d'interrupteurs.

PROGRAMUL DE LUCRU ȘI PROGRAMAREA CALCULATORULUI NUMERIC MECIPT-1 PENTRU CONTROLUL STATISTIC DE SERIE AL MAȘINILOR ASINCRONE *)

DE

B. OPRENDECK, D. FARCAȘ

Controlul statistic al produselor fabricate în serii reprezintă una din metodele din cele mai eficace pentru conducerea științifică a unei producții în masă [1]—[5]. Metodele statistice cer însă, în general prelucrarea matematică a numeroase date și deci implică manoperă multă [9]—[14].

Nepătrunderea suficientă în practica industrială a controlului statistic se poate explica tocmai prin acest considerent. Metoda elaborată își propune un calcul statistic cît mai complet, urmînd ca problema manoperii să fie rezolvată prin folosirea unui calculator numeric [20].

1. PROGRAMUL DE LUCRU

În cadrul controlului de serie fiecare motor asincron este supus la încercarea de mers în gol, (la care se măsoară tensiunea de mers în gol U_0, curentul de mers în gol I_0 și puterea de mers în gol P_0) și la încercarea de mers în scurtcircuit (la care se măsoară tensiunea de scurtcircuit U_{sc}, curentul de scurtcircuit I_{sc} și puterea de mers în scurtcircuit P_{sc}).

Revăzînd în esență problemele puse rezultă că pe baza datelor încercărilor de serie (U_0, I_0, P_0 ; U_{sc}, I_{sc}, P_{sc}) se cere :

— calculul parametrilor fizicii Z_0, r_0, X_0 ; Z_{sc}, r_{sc}, X_{sc},

— recalcularea măsurătorilor de control la tensiunea standard a încercării de mers în gol U_n, respectiv la cea de la scurtcircuit U_{sc_n},

— calculul criteriilor C pentru estimarea mărimilor nominale (C_0, C_η, C_{kI_p}, C_{kc_p}, $C_{\cos\varphi}$),

— calculul valorii celei mai probabile $\overline{X}$ și a dispersiei σ_x pentru fiecare mărime calculată,

---

*) Lucrare prezentată la sesiunea a XII-a de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T., 18—20 martie 1966.

— estimarea caracteristicilor statistice a parametrilor nominali (încălzirea θ, randamentul η, curentul relativ de pornire k_{I_p}, cuplul relativ de pornire k_{c_p}, factorul de putere $\cos\varphi$ și cuplul maxim relativ λ),

— calculul rebutului probabil la fiecare parametru nominal.

În vederea satisfacerii acestor cerințe se prezintă o formulare matricială a problemelor, foarte adecvată pentru elaborarea unei programări pentru un calculator numeric. Se pleacă de la datele inițiale care se prezintă sub formă de matrici dreptunghiulare. Astfel se dă :

— matricea ce cuprinde unele valori nominale ale motorului în cauză :

$$A=[A_k]=[n;\ \varphi_{\Delta,r};\ U_n;\ U_{sc_n};\ I_n;\ r_{1f}] \tag{1}$$

unde :

I_n = curentul nominal al motorului,

r_{1f} = rezistența pe fază,

n = numărul de motoare al selecției analizate,

$\varphi_{\Delta r}$ = cifră ce caracterizează conexiunea motorului,

— matricea ce cuprinde elementele necesare pentru caracterizarea corelației între parametrii nominali și criterii, valorile și semnificațiile lor fiind cunoscute de la analiza probelor de tip [19], [20].

$$B=[B_{j\xi}]=\begin{pmatrix} \bar{\theta}^\star & \bar{\eta}^\star & \bar{k}^\star_{Ip} & \bar{k}^\star_{CP} & \overline{\cos\varphi}^\star & \bar{\lambda}^\star \\ \sigma^*_\theta & \sigma^*_\eta & | & | & | & \sigma^*_\lambda \\ \bar{C}^*_\theta & \bar{C}^*_\eta & | & | & | & \bar{C}^*_\lambda \\ \sigma_{C_{\theta^*}} & \sigma^*_{C_\eta} & | & | & | & \sigma^*_{C\lambda} \\ L_\theta & L_\eta & | & | & | & L_\lambda \\ r_\theta & r_\eta & | & | & | & r_\lambda \end{pmatrix} \tag{2}$$

— matricea ce cuprinde datele controlului de serie pentru selecția din lotul analizat.

$$C=[C_{i\xi}]=\begin{pmatrix} U_{0_1} & I_{0_1} & P_{0_1} & U_{sc_1} & I_{x1} & P_{sc_1} \\ U_{0_2} & I_{0_2} & P_{0_2} & U_{sc_2} & I_{x2} & P_{sc_2} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ U_{0_n} & I_{0_n} & P_{0_n} & U_{sc_n} & I_{x_n} & P_{sc_n} \end{pmatrix} \tag{3}$$

Matricele *A*, *B*, *C* reprezintă datele inițiale ce se introduc în calculator, urmînd ca aceasta să facă următoarele operații :

În primul rînd va calcula parametrii fizici ai motorului după formele :

$$Z_l=\alpha_{\Delta r}\frac{U_l}{I_l} \qquad \alpha_\Delta=\sqrt{3}$$

$$r_l=\alpha_{\Delta r}\frac{P_l}{\sqrt{3}I_l^2} \qquad \alpha_Y=\frac{1}{\sqrt{3}} \tag{4}$$

$$X_l=\sqrt{Z_l^2-r_l^2}$$

și se memorează matricea.

$$D=|D_{i\xi}|=\begin{pmatrix} Z_{0_1} & r_{0_1} & X_{0_1} & Z_{sc_1} & r_{sc_1} & X_{sc_1} \\ Z_{0_2} & r_{0_2} & X_{0_2} & Z_{sc_2} & r_{sc_2} & X_{sc_2} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ Z_{0_n} & r_{0_n} & X_{0_n} & Z_{sc_n} & r_{sc_n} & X_{sc_n} \end{pmatrix} \tag{5}$$

În continuare se trece la recalcularea datelor controlului de serie la o tensiune etalon U_e egală cu $U_e=U_N$ pentru mersul în gol, respectiv $U_e=U_{sc_N}$ pentru cazul în scurtcircuit după formulele :

$$I_{N_l}=I_l\frac{U_e}{U_l}; \quad P_{N_l}=P_l\left(\frac{U_e}{U_l}\right)^2. \tag{6}$$

Cu aceste formule se recalculează matricea C, completîndu-se matricea :

$$E=|E_{i\xi}|=\begin{pmatrix} I_{0N_1} & P_{0N_1} & I_{scN_1} & P_{scN_1} \\ I_{0N_2} & P_{0N_2} & I_{scN_2} & P_{scN_2} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ I_{0N_n} & P_{0N_n} & I_{scN_n} & P_{scN_n} \end{pmatrix} \tag{7}$$

Pe baza expresiilor criteriilor [19], [20] se calculează criteriile de control pentru fiecare motor, respectiv matricea :

$$F=|F_{i\xi}|=\begin{pmatrix} C_{\theta_1} & C_{\eta_1} & C_{kI_{p_1}} & C_{k0p1} & C_{\varphi_1} & C_{\lambda_1} \\ C_{\theta_2} & C_{\eta_2} & C_{kI_{p_2}} & C_{k0p2} & C_{\varphi_2} & C_{\lambda_2} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ C_{\theta_n} & C_{\eta_n} & C_{kI_{p_n}} & C_{kcp_n} & C_{\varphi_n} & C_{\lambda_n} \end{pmatrix} \tag{8}$$

Avînd astfel pregătite toate datele numerice se trece la analiza statistică a acestora. În acest sens se cere determinarea modulelor fiecărei coloane a matricelor D, E, F, respectiv calculul unei matrici linie G ce rezultă din produsul matricial.

$$G=[G_\xi]=\frac{1}{n}[I_{1\xi}]\{[D_{i\xi}]+[E_{i\xi}]+[F_{i\xi}]\} \tag{9}$$

unde fiecare element al matricei G are deci expresia cunoscută

$$G=\overline{X}_\xi=\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}x_{i\xi};\quad X_{i\xi}=D_{i\xi};\ E_{i\xi};\ F_{i\xi}. \tag{10}$$

De asemenea se cere calculul dispersiei, care se calculează pentru fiecare coloană a matricilor D, E, F conform :

$$\sigma_\xi=\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}(\overline{X}_\xi-X_{i\xi})^2}{n-1}}\quad X_{i\xi}=D_{i\xi},\ E_{i\xi},\ F_{i\xi}. \tag{11}$$

Pe baza acestor date se elimină variabilele aleatorice care nu respectă condiția

$$\overline{X}_\xi-3\sigma_\xi\leqslant X_{i\xi}\leqslant\overline{X}+3\sigma_\xi \tag{12}$$

și se reface calculul caracteristicilor statistice conform relațiilor (10—12). În final se memorează drept concluzie o matrice ce cuprinde parametri statistici :

$$H=[H_{j\xi}]=\begin{pmatrix}\overline{Z}_0 & \overline{r}_0 & \overline{X}_0 & \overline{Z}_{sc} & \overline{r}_{sc} & \overline{X}_{sc}\\ \sigma_{Z_0} & \sigma_{r_0} & \sigma_{X_0} & \sigma_{Z_{sc}} & \sigma_{r_{sc}} & \sigma_{X_{sc}}\end{pmatrix} \tag{13}$$

$$I=[I_{j\xi}]=\begin{pmatrix}\overline{I}_{0N} & \overline{P}_{0N} & \overline{I}_{scN} & \overline{P}_{scN}\\ \sigma_{0N} & \sigma_{P0N} & \sigma_{I_{scN}} & \sigma_{P_{scN}}\end{pmatrix} \tag{14}$$

$$J=[J_{j\xi}]=\begin{pmatrix}\overline{C}_\theta & \overline{C}_\eta & \overline{C}_{kI_p} & \overline{C}_{kcp} & \overline{U}_\varphi & \overline{U}_\lambda\\ \sigma_{C_\theta} & \sigma_{C_\eta} & \sigma_{C_{kI_p}} & \sigma_{C_{kcp}} & \sigma_{C_\varphi} & \sigma_{C_\lambda}\end{pmatrix} \tag{15}$$

Cunoscînd caracteristicile statistice ale criteriilor se poate face o estimare a caracteristicilor statistici ai parametrilor nominali. Pe baza corelației cunoscute, respectiv pe baza dreptei de regresie [16] modulul parametrului nominal rezultă conform notațiilor matriciale folosite de :

$$K_{1\xi}=B_{1\xi}+B_{6\xi}(J_{i\xi}-B_{3\xi})\frac{B_{2\xi}}{B_{4\xi}}. \tag{16}$$

Dispersia parametrului nominal folosind aceleași notații rezultă de :

$$K_{2\xi}=J_{2\xi}\frac{B_{2\xi}}{B_{4\xi}}. \tag{17}$$

Pentru estimarea rezultatului probabil se calculează variabila aleatorie normală ce definește poziția limitei de toleranță față de modulul para-

metrului :

$$K_{3\xi}=\alpha\frac{K_{1\xi}-B_{5\xi}}{K_{2\xi}}\quad\begin{cases}\alpha=-1\\ \xi=2,4,5,6\end{cases}\qquad\begin{cases}\alpha=+1\\ \xi=1,3\end{cases}\tag{18}$$

Final se memorează matricea caracteristicilor statistice ale parametrilor nominali.

$$K=(K_{j\xi})=\begin{pmatrix}\bar{\theta} & \bar{\eta} & \bar{k}_{I_p} & \bar{k}_{c_p} & \overline{\cos\varphi} & \bar{\lambda}\\ \sigma_\theta & \sigma_\eta & \sigma_{k_{I_p}} & \sigma_{k_{cp}} & \sigma_{\cos\varphi} & \sigma_\lambda\\ Z_\theta & Z_\eta & Z_{k_{I_p}} & Z_{k_{cp}} & Z_{\cos\varphi} & Z_\lambda\end{pmatrix}\tag{19}$$

Final se calculează limitele de încredere [3], [4], [12], [14] pentru toate caracteristicele statistice calculate, care conform notațiilor matriciale rezultă de :

$$L_{1\xi}=X_{1\xi}\pm 2\frac{X_{2\xi}}{\sqrt{n}}\qquad X_{j\xi}=H_{j\xi},\ I_{j\xi},\ J_{j\xi},\ K_{j\xi}\tag{20}$$

$$L_{2\xi}=X_{s\xi}\cdot\sqrt{\frac{X^2}{n-1}}.\tag{21}$$

Determinarea limitelor cîmpului de toleranță se face conform (22)

$$L_{3\xi}=X_{1\xi}\pm 2X_{2\xi}\tag{22}$$

iar erorile porbabile la calcul rezultă conform [3], [4], [12], [14] și pe baza notațiilor matriciale de :

$$L_{4\xi}=\pm\frac{2X_{2\xi}}{X_{1\xi}\sqrt{n}}.\tag{23}$$

Final se memorează matricea acestor date

$$L=[L_{j\xi}].$$

In cadrul programului de extracție se prevede tipărirea matricilor *H*, *I*, *J*, *K* și *L*, care reprezintă concluziile analizelor statistice făcute.

2. PROGRAMAREA FĂCUTĂ PENTRU CALCULATORUL NUMERIC MECIPT-1

Programarea controlului statistic de serie al mașinilor asincrone a fost făcută pentru calculatorul MECIPT-1 de la Institutul Politehnic Timișoara.

Acest calculator posedă o memorie pe tambur magnetic cu 1 024 adrese, ceea ce a restrîns numărul de mașini dintr-un lot la 32. Utilizarea unui calculator cu o memorie mai mare ar permite mărirea substanțială a acestui număr.

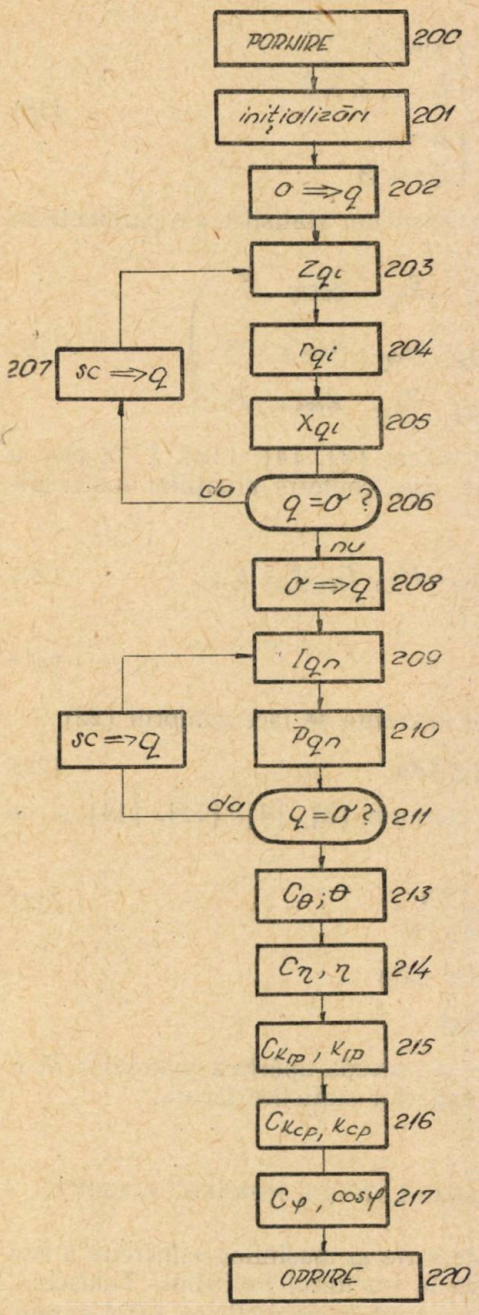


Fig. 1. Schema logică a programului principal.

Caracterul formulelor de calcul, dar în special domeniul restrîns în care se situează fiecare din datele rezultate din măsurători, permite programarea comodă a calculelor în virgulă fixă, utilizînd factori de scară adecvați, în așa fel ca matricele A, B și C să fie înlocuite prin matricile A', B' și C' avînd numai elemente subunitare și dacă e posibil, cu prima cifră după virgulă diferită de zero. Bineînțeles de această corecție trebuie să se țină cont la tipărire. La calculatorul MECIPT-1 care poate tipări fiecare număr cu virgula fixată în poziția în care ea apare în mod obișnuit, folosind unitățile de măsură uzuale, aceasta a revenit la stabilirea formatelor respective de tipărire la fiecare nou tip de mărime prelucrată.

Pentru calculul mediei M, abaterii medii pătratice și eliminarea valorilor accidentale, se recomandă folosirea unui subprogram de prelucrare statistică a datelor, care lucrează cu mărimile aflate în 32 celule de lucru stabilite dinainte, urmînd ca toate loturile de date care trebuie să fie prelucrate să fie transferate pe rînd în aceste celule.

Acest subprogram elimină valorile care se situează în afara intervalului $(M-3\sigma,\ M+3\sigma)$ rememorează în aceleași celule valorile rămase, repetînd operația pînă nu mai există valori eliminate. După aceasta se tipărește media inițială M_1, media valorilor rămase final M_2, abaterile medii pătratice respective σ_1 și σ_2 precum și patru numere întregi, reprezentînd numărul inițial de mașini din lot, numărul de mărimi rămase în intervalul $(M_2-3\sigma_2,\ M_2+3\sigma_2)$, precum și numărul de mașini eliminate pentru că mărimea măsurată a fost prea mare, respectiv pentru că a fost prea mică.

În afară de aceasta pe baza aceluiași subprogram se calculează și valoarea

$$\vartheta\% = \frac{2\sigma_2}{M_2} 100\% \qquad (24)$$

precum și $M_2-2\sigma$ și $M_2+2\sigma$ pe care le tipărește în continuare.

Schema logică a părții principale a acestui subprogram precum și unele precauțiuni care s-au luat la întocmirea lui s-au expus detaliat în [15].

Apelul la subprogramul de prelucrare statistică a datelor se face ori de cîte ori un nou lot de numere a fost depus în celulele de lucru ale subprogramului. Acest apel poate fi efectuat comod dacă calculatorul dispune de o instrucție unică de salt cu revenire (instrucția 35 la MECIPT-1).

Programul principal (fig. 1) începe prin inițializări și calculul unor constante utile în timpul întregului program, depinzînd de constantele introduse în memorie. Avînd în vedere asemănarea formulelor de calcul care utilizează mărimile U_{0i}, I_{0i}, P_{0i} pe de o parte și $U_{sc\,i}$, $I_{sc\,i}$, $P_{sc\,i}$, pe de altă parte, programul efectuează calculul mărimilor Z, r, X, I_N, P_N (202—205), (209—210) la început utilizînd primele trei coloane ale matricii C (202, 208) apoi cu celelalte trei coloane (206—207, 211—212).

Mărimile r și X este avantajos să fie calculate simultan și depuse în două șiruri de cîte 32 celule de lucru. Același lucru este valabil și la calculul lui I_N și P_N. Valorile acestea din urmă care formează matricea E (7), nu trebuie depuse în celule special rezervate. Pentru economei ele pot fi memorate chiar în locul rezervat matricii C, peste valorile I și P ale acestora (coloanele 2, 3, 5, 6).

Cu matricea C astfel transformată și folosind de asemenea matricile A și B se poate trece la calculul criteriilor de control precum și a parametrilor nominali corespunzători (213—217).

În fiecare din mărimile calculate în acest program principal (203—205, 209—210, 213—217) se aplică subprogramul de prelucrare statistică a datelor, expuse mai sus. În plus, la ultimele cinci (213—217) se tipăresc suplimentar datele corespunzătoare din matricea B precum și modul parametrului nominal $M_p = K_{1\xi}$ (16), dispersia parametrului nominal înmulțit cu doi, $2\sigma_p = 2K_{2\xi}$ (17) și ca și la subprogramul de prelucrare statistică a datelor se tipărește $\vartheta_p\%$ (analog cu (24), $M_p-2\sigma_p$ și $M_p+2\sigma_p$, precum și $Z_p = K_{3\xi}$. Tipărirea tuturor acestor rezultate se face pe măsura calculării rezultatelor, economisind astfel spațiu în memorie și avînd un permanent control al corectitudinii funcționării calculatorului.

3. CONCLUZII

Programul de lucru și programarea elaborată au stat la baza controlului statistic de serie al mașinilor asincrone fabricate de Întreprinderea „Electromotor" Timișoara, rezultatele obținute fiind publicate în [20]. Folosirea unui calculator pentru rezolvarea operațiilor matematice necesare unui control statistic, au redus manopera la un minim posibil, oferind în schimb date statistice complete. Utilitatea problemei și programarea corectă este ilustrată de aplicarea de cca doi ani a metodei în producție.

BIBLIOGRAFIE

1. Ulrich Graf, Statistische Methoden in der Elektroindustrie. E.T.Z., 72, 1951, H. 1, p. 1.
2. I. A. Aristov, *Folosirea controlului statistic în uzina de construcții de mașini.* (Traducere din limba rusă), I.D.T., 1952.
3. I. V. Dunin-Barkovski, N. A. Smirnov, *Teoria probabilităților și statistica matematică în tehnică.* (Traducere din limba rusă). Ed. Acad. R.P.R.
4. O. Onicescu, G. Mihoc, C. T. Ionescu-Tulcea, *Calculul probabilităților și aplicații.* Editura Academiei R.P.R., 1956.
5. T. G. Soroker, Statisticeskii kontrol kacestva asinhronnîh elektrodvigatelei v seriinom proizvodstve. Vestnic elektropomîșlenosti, 27, 1956, 5, p. 19.
6. O. D. Goldberg, Analiz matrialov centrolnîh ispîtanii asinhronîh elektrodvigatelei metodami matematicescoi statistiki. Vestnic elektropromîșlenosti, 27, 1956, 12, p. 22.
7. S. I. Jitomirski, Statisticeski kontrol asinhronîh electrodvigatelei pri controlnîh ispitaniah. Vestnic electropromîșlenosti, 27, 1956, 12, p. 12.
8. I. P. Trifonov, Primenenie statisticeskovo analiz kocestva producții na zavoda „Elektrougli". Vestnic elektropromîslenosti, 27, 1956, 12, p. 16.
9. A. C. Worthing, I. Gefner, *Prelucrarea datelor experimentale.* (Traducere din limba engleză). Editura tehnică, București, 1959.
10. Schindowski Schürtz, *Statistische Qulitätskontrolle.* V.E.B., Verlag Technik, Berlin, 1959.
11. I. S. Solonin, *Matematiceskaia statistica v tehnologii mașinostroienie.* Mașghiz, Moskva, 1960.
12. N. Rancu, L. Tövissi, *Statistica matematică cu aplicații în producție.* Editura Academiei R.P.R., 1963.
13. Fabian Todor, Metode ale statisticii matematice cu aplicație la controlul calității motoarelor electrice de putere mică produse în serie mare. Electrotehnica, 11, 1963, nr. 10, p. 361—368.
14. N. Rancu, L. Tövissi, *Analiza statistică-matematică a calității producției industriale.* Editura Științifică, București, 1964.
15. B. Oprendeck, D. Farcaș, Principii de programare a calculatoarelor electronice numerice în vederea stabilirii indicilor de control ale încercărilor de serie ale mașinilor de inducție. Bul. Inst. politehnic, Timișoara, 9, 23, 1964, Fasc. 2, p. 511.
16. B. Oprendeck, I. Babuția, *Metodă statistică pentru interpretarea măsurătorilor controlului de serie al mașinilor electrice. Calcul economic,* Editura Acad. R.P.R., 1964.
17. S. Tașcău, Studiu și adaptarea controlului statistic la condițiile întreprinderii E.M.T., Timișoara. *Proiect de diplomă, I.P.T., 1965.*
18. B. Oprendeck, *Analiza pe baza de calcul economic a controlului de serie la mașini asincrone.* Calcul economic, Editura Acad. R.P.R., 1965.
19. B. Oprendeck, Metodă de interpretare a datelor controlului de serie la mașini asincrone. Electrotehnica, 14, 1966.
20. B. Oprendeck, Contribuții la controlul industrial al caracteristicii mecanice și al caracteristicilor nominali a mașinilor de inducție. *Dizertație, I.P.T., 1966.*

ПРОГРАММА РАБОТ И ПРОГРАММИРОВАНИЕ ЦИФРОВОЙ СЧЕТНОЙ МАШИНЫ МЕСІРТ-1 ДЛЯ СТАТИСТИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ СЕРИИ АСИНХРОННЫХ МАШИН

(РЕЗЮМЕ)

В работе определяются операции необходимые для статистического контроля серии асинхронных машин при помощи цифровой счетной машины. Проводится программирование, логическая схема главной про-

граммыи некоторых подпрограмм, разработанные для счетной машины MECIPT-I.

Продолжительное использование этого метода в производстве подтверждает правильность и техническую эффективность выбранного решения.

DAS ARBEITSPROGRAMM UND DIE PROGRAMMIERUNG DES DIGITALRECHNERS MECIPT-1 ZUR STATISTISCHEN SERIENKONTROLLE VON ASYNCHRONMASCHINEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Im Rahmen der Arbeit werden die nötigen Arbeiten zur statistischen Serienkontrolle von Asynchronmotoren mittels eines Digitalrechners bestimmt. Es wird die Programmierung, das logische Schema des Haupt- und einiger Nebenprogramme, welche für den Rechner MECIPT-1 entworfen wurden, vorgezeigt. Die Anwendung der Arbeit in der Praxis, unterstreicht die Korrektheit der Methode und die technisch-ökonomische Effizienz der vorgeschlagenen Lösung.

FOLOSIREA GENERATORULUI HALL ÎN PROBLEME DE ANALIZĂ ARMONICĂ

DE

C. ȘORA, I. POPA, V. LĂPUȘANU, S. DOBRE, D. DABA

1. INTRODUCERE

Studiul regimului periodic nesinusoidal al circuitelor electrice prezintă o importanță deosebită, atît în domeniul electroenergeticii, cît și al electrocomunicațiilor. Studiul se bazează pe dezvoltarea funcțiilor periodice nesinusoidale în serii trigonometrice (Fourier).

După cum se știe, o funcție periodică nesinusoidală $y(t)$ se poate scrie în forma :

$$y(t)=c_0+\sum_{\nu=1}^{\infty} a_\nu \sin \nu\omega t+\sum_{\nu=1}^{\infty} b_\nu \cos \nu\omega t \tag{1}$$

în care : a_ν și b_ν sînt amplitudinile termenilor în sinus, respectiv cosinus ; ν este ordinul armonicii, iar c_0 termenul constant.

Într-o formă mai generală, relația (1) se scrie :

$$y(t)=c_0+\sum_{\nu=1}^{\infty} A_\nu \sin(\nu\omega t+\alpha_\nu) \tag{2}$$

în care :

$$A_\nu=\sqrt{a_\nu^2+b_\nu^2}$$

$$\alpha_\nu=\operatorname{arc\,tg}\frac{b_\nu}{a_\nu}\cdot \tag{3}$$

Amplitudinile armonicilor în sinus, cosinus și termenul constant, se calculează din expresiile cunoscute :

$$a_\nu=\frac{2}{T}\int_0^T y(t)\sin\nu\omega t\,dt \tag{4}$$

$$b_\nu=\frac{2}{T}\int_0^T y(t)\cos\nu\omega t\,dt \tag{5}$$

$$c_0=\frac{1}{T}\int_0^T y(t)\,dt \tag{6}$$

în care $T=1/f$ este perioada fundamentalei.

În afara metodelor de calcul, cu precădere grafice, în literatură se menţionează şi metode experimentale, al căror interes practic este evident. Cu toate că există o varietate constructivă destul de mare a dispozitivelor folosite pentru determinarea pe cale experimentală a armonicilor, metodele pe care acestea se bazează pot fi clasificate în două grupe principale şi anume: metode de rezonanţă şi metode care folosesc elemente multiplicatoare. Cu ajutorul elementelor multiplicatoare se realizează produsul dintre mărimea nesinusoidală $y(t)$ şi $\sin(\nu\omega t+\alpha_\nu)$.

Trebuie relevat faptul că analiza poate fi completă, în sensul că se urmăreşte determinarea atît a amplitudinilor cît şi a fazelor armonicilor, sau incompletă, cînd se limitează numai la determinarea amplitudinilor, ceea ce pentru anumite scopuri este suficient.

În prezenta lucrare se studiază posibilitatea folosirii generatorului Hall ca element multiplicator pentru analiza armonică, într-o schemă care să permită determinarea atît a amplitudinilor cît şi a fazelor armonicilor. Schema prezintă anumite particularităţi, cu contribuţii originale ale autorilor.

Datele din literatură în legătură cu folosirea generatorului Hall în acest scop sînt puţine şi sumare [4], [9], [10]. Faţă de schemele cu alte elemente multiplicatoare, folosirea generatorului Hall poate prezenta unele avantaje. Astfel, la aproximativ aceeaşi precizie, faţă de schemele cu instrumente electrodinamice sensibilitatea este mai mare, iar faţă de schemele cu multiplicatoare electronice construcţia este mai simplă.

Se poate releva şi faptul că generatorul Hall se poate folosi cu succes şi în probleme de sinteză armonică.

2. METODA PROPUSĂ

În fig. 1 este arătată schema de principiu a multiplicatorului Hall.

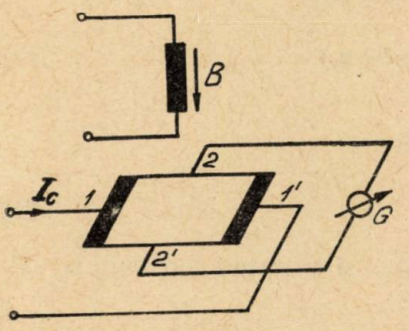


Fig. 1. Multiplicatorul Hall.

Tensiunea Hall are expresia:

$$U_H = KBI_c \quad [V] \qquad (7)$$

unde:

K este sensibilitatea generatorului Hall, $\frac{m^2}{A.S.}$

B — inducţia magnetică, $\frac{Wb}{m^2}$

I_c — curentul de comandă, A.

Funcţionarea ca multiplicator a generatorului Hall se bazează pe faptul că tensiunea Hall poate să fie o măsură a produsului dintre două mărimi (relaţia 1).

Folosirea generatorului Hall ca element multiplicator pentru analiza armonică a unei tensiuni (sau curent) periodice nesinusoidale, se poate realiza în două variante. Într-o primă variantă curentul de comandă I_c se face proporţional cu tensiunea nesinusoidală analizată, inducţia magnetică avînd o variaţie sinusoidală cu frecvenţa vf a armonicii ce se determină. În cea

de a doua variantă inducția magnetică se realizează proporțională cu tensiunea nesinusoidală, iar curentul de comandă este sinusoidal, avînd frecvența vf.

În prezenta lucrare s-a ales prima variantă, considerată mai corespunzătoare pentru schema propusă.

Dacă curentul de comandă i_c este nesinusoidal, de forma :

$$i_c(t)=i_{1m}\sin(\omega t+\alpha_1)+i_{2m}\sin(2\omega t+\alpha_2)+\ldots+i_{\nu m}\sin(\nu\omega t+\alpha_\nu) \tag{8}$$

iar inducția magnetică variază sinusoidal cu frecvența vf

$$B_\nu=B_{\nu m}\sin(\nu\omega t+\varphi_{b\nu}) \tag{9}$$

tensiunea indicată de galvanometrul din circuitul Hall va fi :

$$U_H=\frac{1}{T}\int_0^T KB_\nu i_c\,dt=\frac{KB_{\nu m}i_{\nu m}}{2}\cos(\alpha_\nu-\varphi_{b\nu}), \tag{10}$$

deoarece termenii care corespund integralelor pentru o perioadă a produselor dintre mărimi sinusoidale avînd frecvențe diferite, sînt nuli.

Realizînd schema astfel încît să se poată regla faza inducției magnetice $\varphi_{b\nu}$, pînă ce se realizează egalitatea $\alpha_\nu=\varphi_{b\nu}$, ceea ce corespunde la o indicație maximă a galvanometrului, rezultă :

$$U_{Hm}=\frac{KB_{\nu m}i_{\nu m}}{2}. \tag{11}$$

Cunoscînd pe K și $B_{\nu m}$ se poate deci determina amplitudinea armonicii de ordinul ν, $i_{\nu m}$ și deci și a armonicii corespunzătoare a tensiunii, $u_{\nu m}=r_1 i_{\nu m}$, unde r_1 este rezistența longitudinală a plăcii semiconductoare, la inducția considerată.

Sursa de frecvență și fază variabile nu a constituit un obiectiv al prezentei lucrări. În literatură sînt indicate anumite soluții, care pot fi în principiu preluate și în cazul schemelor care folosesc generatorul Hall. O problemă importantă la aceste surse este asigurarea sincronizării frecvențelor produse cu a mărimii periodice nesinusoidale ce se analizează.

În lipsa unei astfel de surse, metoda propusă pentru determinarea amplitudinii și defazajelor armonicilor a fost verificată cu o schemă elaborată pentru determinarea armonicilor într-un circuit alimentat de la rețeaua de frecvență industrială. Ca sursă de tensiune sinusoidală avînd frecvența fundamentalei s-a considerat aceeași rețea, iar armonica de ordinul trei a fost obținută de la rețea printr-un montaj suplimentar. În acest caz sincronizarea armonicilor a fost asigurată prin alimentarea de la aceeași rețea. Desigur că în acest caz ne-am limitat numai la fundamentală și armonica de ordinul trei. Dacă, însă, se dispune de o sursă corespunzătoare, metoda se poate aplica pentru determinarea unui număr mai mare de armonici. La armonici de ordin superior trebuie însă să se vadă dacă prezența miezului feromagnetic nu conduce la erori suplimentare.

Schema propusă este redată în fig. 2.

Pentru fundamentală s-a prevăzut posibilitatea reglării fazei curentului de excitație i_{e1} cu un regulator de inducție, iar pentru armonicile superioare faza curentului de excitație i_{ev} se reglează cu un defazor de tip RC.

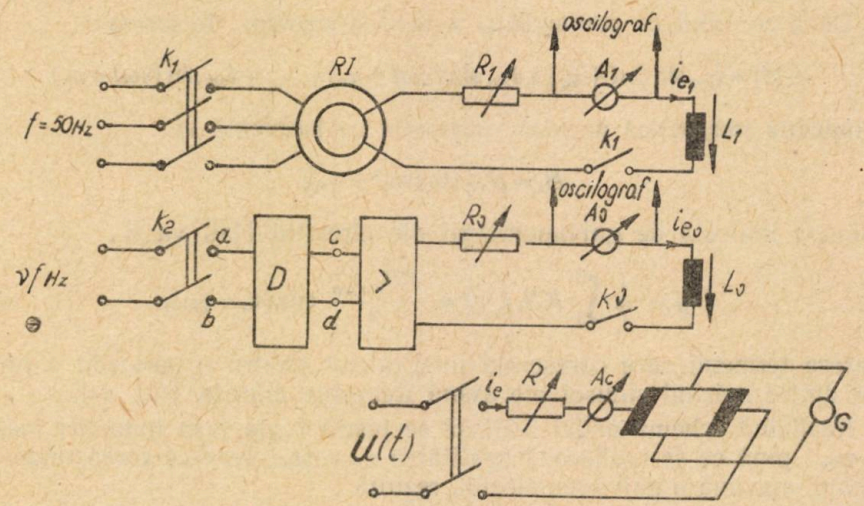


Fig. 2. Schema propusă.

Pe miezul circuitului magnetic din schemă s-au prevăzut două bobine identice L_1 și L_ν, pentru a putea produce separat inducțiile magnetice B_1 — pentru armonica fundamentală și B_ν — pentru armonica de ordinul ν.

Miezul pe care sînt așezate bobinele are un întrefier δ, în care se introduce placa semiconductoare a multiplicatorului Hall. Întrefierul este suficient de mare pentru ca circuitul magnetic să fie linear, la inducțiile magnetice folosite.

Într-o primă etapă se determină amplitudinea fundamentalei, menținînd deschis circuitul bobinei L_ν și închizînd circuitul bobinei L_1 și circuitul de comandă al multiplicatorului. Modificînd faza φ_{b1} a inducției magnetice B_1 cu ajutorul regulatorului de inducție, pînă ce galvanometrul va indica un maxim, din relația (11) se determină amplitudinea i_{1m} a curentului nesinusoidal.

Pentru determinarea amplitudinii armonicii de ordinul ν, se deschide circuitul bobinei L_1 și se închide circuitul bobinei L_ν. Curentul de comandă i_c este menținut la aceeași valoare efectivă, ceea ce se verifică cu ajutorul unui ampermetru electrodinamic A_c, indicat în fig. 2.

Este însă necesar să se asigure realizarea aceleiași valori maxime a inducției magnetice ca și pentru fundamentală, deci $B_{1m} = B_{\nu m}$. Pentru aceasta ne servim de caracteristica magnetică a miezului, ridicată la frecvența νf.

Modificînd cu ajutorul defazorului D faza φ_{bv} pînă ce la galvanometru se obține un maxim, ceea ce corespunde egalității $\alpha_v = \varphi_{bv}$, rezultă :

$$U_{Hvm} = \frac{KB_{1m}i_{vm}}{2}, \tag{12}$$

de unde se poate deduce amplitudinea i_{vm}.

Cu ajutorul schemei în forma prezentată se poate, de exemplu, determina în mod simplu coeficientul de distorsiune k_d într-o rețea electrică, definit prin cîtul dintre valoarea efectivă a tuturor armonicilor și valoarea efectivă a curentului nesinusoidal :

$$k_d = \frac{\sqrt{I_2^2+I_3^2+I_4^2+\ldots}}{\sqrt{I_1^2+I_2^2+I_3^2+\ldots}} = 1 - \frac{I_1}{I} \leqslant 1. \tag{13}$$

Valoarea efectivă I_1 a fundamentalei se determină în modul arătat, iar valoarea efectivă I a curentului nesinusoidal se măsoară cu un instrument electrodinamic.

În ceea ce privește determinarea defazajelor armonicilor, se pleacă de la ideea că nu este necesar să se cunoască decît defazajele relative. În lucare se determină defazajele armonicilor față de fundamentală. Deschizînd circuitul de comandă, se urmăresc la oscilograf curenții de excitație i_{e1} și i_{ev}, regulatorul de inducție și potențiometrul defazorului fiind menținute în pozițiile rezultate la determinările anterioare. Inducțiile magnetice sînt presupuse în fază cu curenții de magnetizare. În fig. 3 se poate urmări defazajul relativ φ_{13} dintre fundamentală și armonica de ordinul 3.

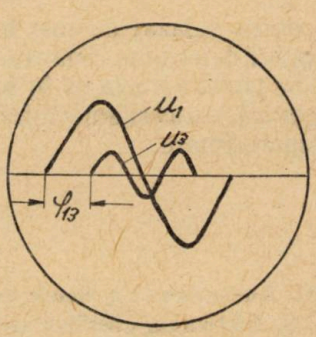


Fig. 3. Determinarea defazajelor armonicilor.

Determinarea acestui defazaj se poate face urmărind operațiunea la oscilograf și reglînd faza cu ajutorul regulatorului de inducție. Valoarea unghiului φ_{1v} se poate citi direct pe scala gradată a regulatorului de inducție. Defazajul φ_{1v} s-ar fi putut determina și direct la oscilograf.

Montarea a două bobine L_1 și L_v pe același miez prezintă dezavantajul existenței unui cuplaj magnetic între circuitele de excitație, alimentate la frecvențe diferite. Acest inconvenient poate fi redus printr-o dimensionare corespunzătoare a schemei (introducerea unor rezistențe suficient de mari R_1 și R_v în circuitele respective).

3. PARTEA EXPERIMENTALĂ

Pentru încercările experimentale s-a folosit un generator Hall cu placă semiconductoare din InSb, avînd constanta Hall $C_H = 1{,}6 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{C}$. S-a realizat un circuit magnetic din permaloy, cu un întrefier $\delta = 1$ mm, avînd o

caracteristică magnetică liniară. Pentru determinarea amplitudinii armonicii în valoare absolută, este necesar să se cunoască sensibilitatea generatorului Hall împreună cu circuitul său magnetic. În acest scop s-a determinat tensiunea Hall ce revine unităţii curentului de comandă sinusoidal, la o anumită inducţie magnetică. Astfel, la un curent de excitaţie de 20 mA, a rezultat $(kB_{1m}) = 5{,}39$ mv/A.

Pentru verificarea metodei elaborate s-a realizat în laborator un circuit în regim nesinusoidal, alimentat de la reţea. Oscilograma curbei curentului obţinut este redată în fig. 4.

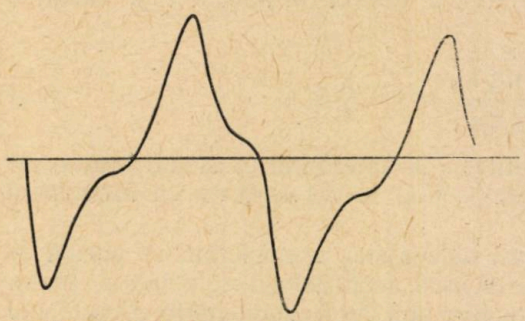


Fig. 4. Oscilograma curentului nesinusoidal.

Valorile obţinute experimental au fost : $\frac{A_1}{A_3} = 3{,}03$ şi $\varphi_{13} = 40°$. Ca fază de referinţă s-a considerat cea a fundamentalei. Valorile obţinute au fost verificate prin compararea lor cu valorile rezultate din aplicarea metodei grafice de analiză armonică.

Prin calcul s-au obţinut valorile : $A_1/A_3 = 3{,}055$ şi $\varphi_{18} = 44°$. Abaterile mai mari care au rezultat pentru defazaj au fost influenţate şi de precizia relativ redusă cu care s-a putut determina defazajul la regulatorul de inducţie.

Se poate aprecia că în scopuri practice, mai ales în probleme de electroenergetică, concordanţa între rezultatele de calcul şi cele experimentale este corespunzătoare.

BIBLIOGRAFIE

1. Pl. Andronescu, Bazele electrotehnicii, I.P.T., 1954.
2. I. S. Antoniu, Chestiuni speciale de electrotehnică.
3. V. N. Bogomolov, Novoe ispolzovanie effecta Holla, Journal Tehnicescoi Fizikii, 1956, vol. 26.
4. L. Cesnak, Analazia armonică a cîmpului maşinii asincrone cu ajutorul traductorului Hall. Izvestia vzov electrotehnika, vol. 28, nr. 5, 1960.
5. G. Fritze, Verfahren zur Messung des Grundwellenanteils eines verzerrten Wechselstromes bzw. einer verzerrten Wechselspannung, (Invenţie : 1056267/21 e 36/01).
6. A. L. Golfin, Aparat electric pentru analiză şi sinteză armonică, Electricestvo, 8, 1950, tom. 13.
7. Z. Trinka, Analysa ampirickych krivek, Electrotehnik, obz., Nr. 31, 1942.
8. Z. Trinka, Teoreticka elektrotechnika II. Statni nakladateltsvi tehnicke literatury. Praha, 1964.
9. P Vogel, Harmonische Analyse mit elektronischen Multplikationselementen. Elektrotechnik, 1963, nr. 6, p. 161.
10. J. D. Williams, S. P. Denker, Fourier Analyzer Uses the Hall Effect, Electronic industries, Sept. 1961, p. 108.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ГЕНЕРАТОРА ХОЛЛА В ПРОБЛЕМАХ АНАЛИЗА ГАРМОНИК

(РЕЗЮМЕ)

В работе рассматриваются возможности применения генератора Холл для определения опытным путём гармоник электрических цепей в несинусольдальном периодическом режиме. Приводится схема измерения разработанная авторами, для определения амплитуд и разности фаз гармоник.

Предложенная схема анализирована в связи с исследованиям промышленных электрических цепей.

Метод проверяется опытным путем. Результаты хорошо согласуются с теоретическими.

DIE ANWENDUNG DES HALLGENERATOR IN AUFGABEN HARMONISCHER ANALYSE

(ZUSAMMENFASSUNG)

Die Arbeit befasst sich mit der Benützungsmöglichkeit des Hallgenerators zur experimentellen Messung der Harmonischen in elektrischen Kreisen, in einem nichtsinusoidalen stetigen Betrieb.

Es wird ein von den Verfassern ausgearbeitetes Massschema gegeben, welches die Bestimmung sowohl der Amplitude als auch der Phasenverschiebung ermöglicht.

Das vorgeschlagene Messschema wird besonders im Zusammenhang mit den industriellen elektrischen Netzen analysiert.

Die Methode wurde praktisch geprüft und man erhielt eine gute Übereinstimmung zwischen den theoretischen und praktischen Ergebnissen.

ASUPRA UNUI ELEMENT DE EXECUȚIE CU TENSIUNE DE ALIMENTARE CRITICĂ *

DE

D. TEODORESCU

La alimentarea cu energie electrică a consumatorilor trifazați care impun condiții speciale din punctul de vedere al stabilității tensiunii (mașini pentru prelucrări în coordonate, instalații de tratament termic speciale, instalații de radioemisie etc.) se utilizează sisteme de stabilizare la consumator prevăzute cu regulator de inducție trifazic. La majoritatea acestor sisteme, rotorul regulatorului de inducție este acționat cu ajutorul unui servomotor comandat prin relee sau amplificatori, cu o mărime dependentă de abaterea tensiunii în raport cu tensiunea unui element de referință. Puterea pentru care se construiesc aceste stabilizatoare este în general mai mare de 20 kVA.

Dacă schema de comandă a stabilizatoarelor trifazate cu regulator de inducție este lipsită de contacte mobile, acestea posedă o siguranță în funcționare foarte ridicată, ceea ce este important la alimentarea consumatorilor la care se produc pagube la întreruperea tensiunii (cuptoare de tratamente termice etc.). Sistemele de comandă fără contacte mobile, sînt însă mai costisitoare, ele conțin un număr mai mare de elemente. Astfel dacă elementul de referință este cu ieșirea în c.c. stabilizatorul de putere este compus din:

— elementul de referință, elementul de comparație, convertorul cc—ca, amplificatorul de comandă preliminar și amplificatorul de putere, elementul de execuție, regulatorul de inducție (obiect reglat).

Numărul ridicat de elemente pe lîngă că scumpește instalația, reduce parțial avantajul siguranței în exploatare. De aceea s-a resimțit necesitatea unor scheme de comandă mai simple, cu elemente mai puține însă totodată fără contacte mobile, deci cu siguranța ridicată în funcționare.

Parțial această problemă a fost soluționată prin utilizarea servomotorului-amplificator ca element de execuție, ceea ce a permis eliminarea verigii amplificatoare și a convertorului din sistem. O astfel de instalație este stabilizatorul trifazic de 30 kVA S.T.T.-1, aflat în exploatare de peste 2 ani la mai multe întreprinderi din țara noastră. Schema acestui stabilizator a fost descrisă de autor în [1].

---

* Rezultatele comunicate la Sesiunea Științifică a Cadrelor Didactice din I.P.T. la data de 19 martie 1966.

În comunicarea de față autorul tinde să dea o soluție mai completă a problemei, prin *studierea unui element de execuție derivat din servomotorul-amplificator, care să îndeplinească în schema de comandă simultan următoarele cinci funcții:*

— de element de execuție, de amplificator, de element de comandă și convertor, de element de comparație și de element de referință, *în felul acesta schema de comandă reducîndu-se la minimum posibil — practic ea fiind inclusă în elementul de execuție.*

Să considerăm servomotorul amplificator în funcționare ca releu magnetic cu autosaturație în care caz datorită acțiunii bobinelor de reacție polii auxiliari funcționează ca relee magnetice, fiind fie în stare saturată, fie în stare nesaturată.

Dispoziția bobinelor servomotorului pe poli este redată în fig. 1, în care s-a notat cu *2* polul principal, cu *1* și *3* polii auxiliari, cu *4* și *4'* spirele în scurtcircuit, cu *5* bobinele de comandă principale, cu *6* bobinele de comandă auxiliare și cu *7* bobinele de reacție. Pentru comenzi suplimentare sau pentru polarizare s-au prevăzut și bobinele *8*. Bobinele polare *9* cuprind ansamblul celor trei poli.

Dacă parametrii servomotorului din fig. 1, sînt corect aleși la aplicarea unui semnal de comandă I'_c de un anumitt sens și de mărime potrivită, are loc bascularea releelor aferente unui sens de rotație din poziția superioară în poziție inferioară și bascularea inversă a releelor aferente sensului opus de rotație. Întrucît după bascularea în poziția superioară, prin înfășurările de comandă principale se stabilește curentul I_c avînd valoare maximă, se produce saturarea coloanelor polilor auxiliari respectivi, ceea ce are ca efect redistribuirea componentelor directe și inverse a cuplelor și inversarea sensului de rotație. Fenomenele se petrec invers, la aplicarea unui semnal de comandă I'_c de sens opus.

În aceste condiții caracteristicile de comandă sînt neliniare fiind totodată dependente de tensiunile de alimentare ale servomotorului. Ele sînt

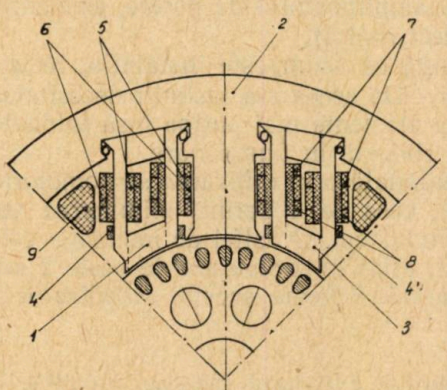


Fig. 1.

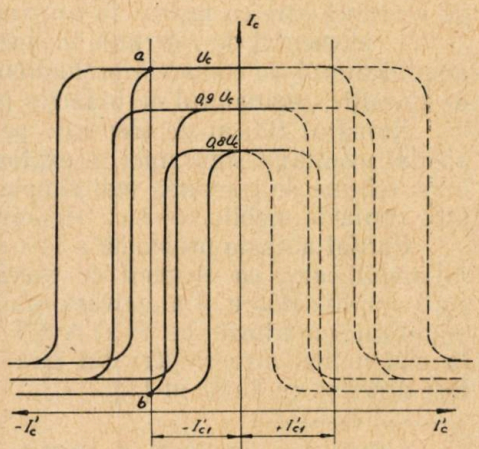


Fig. 2.

destul de puternic influențate în special de variațiile tensiunii de comandă principală U_c. Astfel, la o scădere a tensiunii U_c la 0,9 U_c respectiv 0,8 U_c, caracteristicile de releu se deplasează așa cum se vede în fig. 2, spre origina axelor. O deplasare în sens invers, însă mult mai redusă — motiv pentru care în cele ce urmează o vom neglija — se produce la scăderea tensiunii de alimentare a bobinelor polare. Se observă în fig. 2 că, concomitent cu deplasarea spre origine, la scăderea tensiunii U_c se produce și îngustarea buclei de releu.

Deplasarea curbelor de releu la variația tensiunii de alimentare, poate provoca instabilități în funcționarea servoreleului. Astfel de exemplu, la un semnal de comandă — I'_{c1} (fig. 2), unul dintre relee poate bascula din poziția superioară „a" în poziția inferioară „b", la o scădere a tensiunii U_c cu 20%. Acest efect poate fi cu ușurință evitat prin diferite procedee — care nu vor fi analizate întrucît depășesc cadrul lucrării de față — ca de exemplu alimentarea bobinelor de polarizare printr-un element neliniar (o diodă Zenner sau o reactanță saturată).

În absența elementului neliniar în circuitul bobinelor de polarizare și utilizînd o schemă anumită de conexiune a bobinelor statorice, efectul deplasării curbelor de releu poate fi utilizat pentru obținerea reversării sensului de rotire la o abatere determinată a tensiunii de alimentare ceea ce conduce la obținerea unui element de execuție cu tensiune critică.

Pentru aceasta bobinele de comandă principale ale polilor corespunzînd unui sens de rotație, se conectează astfel încît cuplul în sensul respectiv să aibe variații mici cu tensiunea U_c, caracteristicile de comandă pentru sensul respectiv fiind cvaziliniară. Bobinele polilor corespunzînd sensului opus sînt conectate în schemă de releu cu autosaturație, astfel încît cuplul să aibă variații mari la abaterea tensiunii de alimentare de la valoarea nominală a tensiunii U_{cN}. Bobinele de comandă auxiliare se alimentează de asemenea

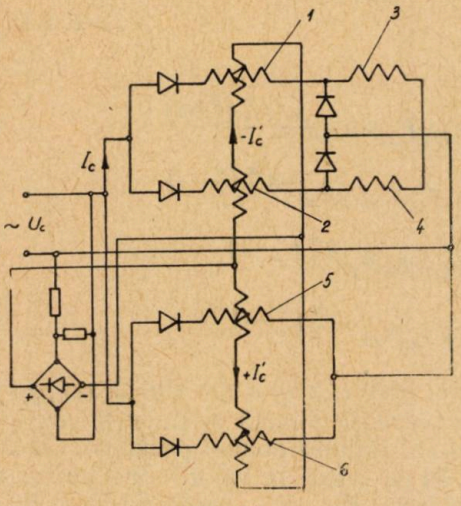


Fig. 3.

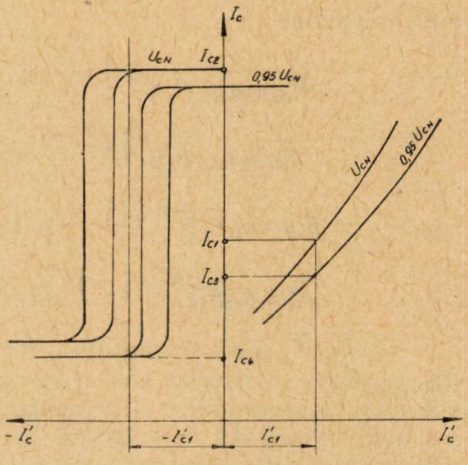


Fig. 4.

de la tensiunea rețelei (printr-un divizor de tensiune și printr-o punte redresoare), așa cum se poate observa în fig. 3 unde cu *1, 2* s-au notat bobinele principale, cu *3, 4* bobinele reacție ale polilor cu caracteristica de releu, iar cu *5, 6* bobinele polilor cu caracteristică cvasiliniară.

Caracteristicile de comandă corespunzătoare acestei scheme sînt redate în fig. 4. Neglijînd variațiile cu tensiunea de alimentare ale curenților de comandă auxiliară I_{c1}, se vede că la tensiunea de alimentare nominală U_{cN} servomotorul se rotește într-un sens (curenți de comandă principală $I_{c1} - I_{c2}$) iar la tensiunea 0,95 U_{cN} se rotește în sens invers (curenți de comandă principală $I_{c3} - I_{c4}$).

Fiecărui curent de comandă principală I_{c1}, I_{c2}, I_{c3}, I_{c4} îi corespunde însă o valoare determinată a întrefierului echivalent de comandă δ'_{em} [1], [2] conform caracteristicii întrefierului echivalent:

$$\delta'_{em} = f(I_c \cdot W_c). \tag{1}$$

Considerăm că între întrefierurile echivalente și curenți avem corespondența:

$$I_{c1} \to \delta'_{em\,1} \qquad I_{c3} \to \delta'_{em\,3}$$

$$I_{c2} \to \delta'_{em\,2} \qquad I_{c4} \to \delta'_{em\,4}$$

cuplul electromagnetic, la tensiunea de alimentare U_{cN} va fi [1]:

$$M_{t(1)} = \frac{2 \cdot D \cdot p \cdot l \cdot \mu_0}{9{,}81 \cdot 10^{-1} \tau\pi} \frac{kci}{i} \left(\frac{a}{\delta'_{em1}} + \frac{b}{\delta} + \frac{a}{\delta'_{em2}} \right) Re\,[\bar{F}_{di} \cdot \bar{F}'^{*}_{di} - \bar{F}_{ii} \bar{F}'^{*}_{ii}]_{12} \tag{2}$$

$$i = 1, 3, 5 \ldots$$

iar la tensiunea 0,95 U_{cN} va fi

$$M_{t\,(0{,}95)} = \frac{2D \cdot p \cdot l \cdot \mu}{9{,}81 \cdot 10^{-3} \cdot \tau\pi} \cdot \frac{kci}{i} \left(\frac{a}{\delta'_{em3}} + \frac{b}{\delta} + \frac{a}{\delta'_{em4}} \right) Re\,[\bar{F}_{di} \bar{F}'^{*}_{di} - \bar{F}_{ii} \cdot \bar{F}'^{*}_{ii}]_{34} \tag{2'}$$

$$i = 1, 3, 5 \ldots$$

unde s-a notat

$$\bar{F}_{di} = a_{d1\,i} \bar{F}_1 e^{-ji\frac{\pi}{2}\left(\frac{a}{\tau}-1\right)} + a_{d2\,i} \bar{F}_2 + a_{d3\,i} \bar{F}_3 e^{ji\frac{\pi}{2}\left(\frac{a}{\tau}-1\right)}$$

$$\bar{F}_{ti} = a_{i1\,i} \bar{F}_1 e^{ji\frac{\pi}{2}\left(\frac{a}{\tau}-1\right)} + a_{i2\,i} \bar{F}_2 + a_{i3\,i} \bar{F}_3 e^{-ji\frac{\pi}{2}\left(\frac{a}{\tau}-1\right)}$$

$$\bar{F}'_{di} = k_{1i} \bar{F}_1 e^{-ji\frac{\pi}{2}\left(\frac{a}{\tau}-1\right)} + k_{2i} \bar{F}_2 + k_{3i} \bar{F}_3 e^{ji\frac{\pi}{2}\left(\frac{a}{\tau}-1\right)}$$

$$\bar{F}'_{ti} = k_{1i} \bar{F}_1 e^{ji\frac{\pi}{2}\left(\frac{a}{\tau}-1\right)} + k_{2i} \bar{F}_2 + k_{3i} \bar{F}_3 e^{-ji\frac{\pi}{2}\left(\frac{a}{\tau}-1\right)}$$

$\bar{F}_1$, $\bar{F}_2$, $\bar{F}_3$ fiind solenațiile celor trei poli *1, 2* și *3* din fig. 2 $a_{d\,(1,2,3)\,i}$ și $a_{i\,(1,2,3)\,i}$ fiind factori de amortizare de secvență directă și inversă; cu „a" s-a notat lățimea polilor auxiliari iar cu „b" lățimea polului principal. Cu „δ" s-a notat întrefierul real. Indicii 12 și 34 se referă la valorile mărimilor de sub operatorul *Re*, corespunzătoare întrefierilor $\delta'_{em\,1}$, $\delta'_{em\,2}$ respectiv $\delta'_{em\,3}$, $\delta'_{em\,4}$.

Particularizînd relațiile (2) și (2′) pentru cazul regimului de pornire adică considerînd viteza rotorului $n_2=0$, obținem cuplul de pornire pentru un sens de rotație (tensiune de alimentare U_{CN})

$$M_{pi\,(1)} = \frac{4D \cdot p \cdot l \mu_0}{9{,}81 \cdot 10^{-3} \tau \cdot \pi} \cdot \frac{k^2 ci}{i} \left(\frac{a}{\delta'_{em1}} + \frac{b}{\delta} + \frac{a}{\delta'_{em2}} \right) \left\{ \sin i \frac{\pi}{2} \left(\frac{a}{\tau} - 1 \right) \times \right.$$

$$\times R_e [(a_{d2i} k_{1i} \bar{F}_2 j \bar{F}_1^* - a_{d1i} k_{2i} \bar{F}_1 j \bar{F}_2^*) + (a_{d3i} k_{2i} \bar{F}_3 j \bar{F}_2^* - \quad (4)$$

$$- a_{d2i} k_{1i} \bar{F}_2 j \bar{F}_3^*]_{12} + \sin i\pi \left(\frac{a}{\tau} - 1 \right) R_e [a_{d3i} k_{1i} \bar{F}_3 i \bar{F}_1^* -$$

$$\left. - a_{d1i} k_{1i} \bar{F}_1 j \bar{F}_3^*]_{12} \right\}$$

iar pentru sensul opus de rotație (tensiunea de alimentare $0{,}95 U_{CN}$)

$$M_{pi\,(0{,}95)} = \frac{4D \cdot p \cdot l \cdot \mu_0}{9{,}81 \cdot 10^{-3} \tau \cdot \pi} \frac{k^2 ci}{i} \left(\frac{a}{\delta'_{em3}} + \frac{b}{\delta} + \frac{a}{\delta'_{em4}} \right) \left\{ \sin i \frac{\pi}{2} \left(\frac{a}{\tau} - 1 \right) \times \right.$$

$$\times R_e [a_{d2i} k_{1i} \bar{F}_2 j \bar{F}_1^* - a_{d1i} k_{2i} \bar{F}_1 j \bar{F}_2^*) + (a_{d3i} k_{2i} \bar{F}_3 j \bar{F}_2^* - \quad (5)$$

$$- a_{d2i} k_{1i} \bar{F}_2 j \bar{F}_3^*)]_{34} + \sin i \pi \left(\frac{a}{\tau} - 1 \right) R_e [a_{d3i} k_{1i} \bar{F}_3 j \bar{F}_1^* -$$

$$\left. - a_{d1i} k_{1i} \bar{F}_1 j \bar{F}_3^*]_{34} \right\}$$

Calculînd cu ajutorul relațiilor (4) și (5) cuplul de pornire al unui servomotor executat, funcție de abaterea în procente a tensiunii de alimentare de la valoarea nominală, s-au obținut curbele din fig. 5 unde cu linie întreruptă s-au redat și curbele obținute experimental cu servomotorul respectiv, avînd schema din fig. 3. Asimetria caracteristicii experimentale se datorește în principal inegalității provenite din execuție, a întrefierurilor sub polii auxiliari. Se observă o concordanță satisfăcătoare între rezultatele teoretice și cele experimentale ceea ce demonstrează că relațiile (4) și (5) reflectă suficient de bine fenomenele care au loc în servomoatere cu tensiune de alimentare critică.

Din fig. 5, reese de asemeni, că la o abatere minimă de $\pm 3\%$ a tensiunii de alimentare servomotorul își reversează sensul de rotație. Această proprietate permite utilizarea servomotorului considerat ca element de execuție și concomitent ca element de comparație, element de referință și convertor, în condițiile amintite la începutul lucrării.

Pentru a se putea face o comparație sub raportul simplității, între schema unui stabilizator trifazic de 30 kVA cu motor bifazat și schema unui stabilizator de aceeași putere utilizînd servomotorul cu tensiune critică,

s-au redat în fig. 6 cele două scheme principale, ultima fiind redată în partea de jos a figurii.

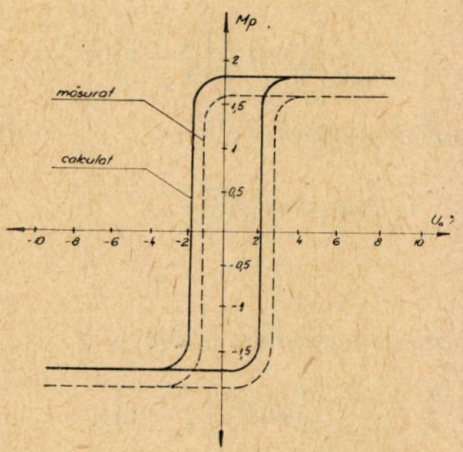


Fig. 5.

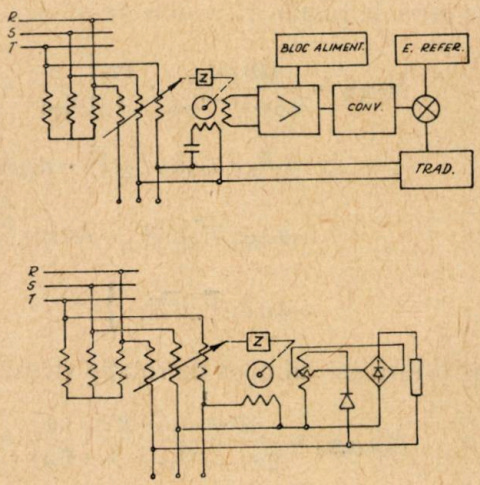


Fig. 6.

Compararea celor două scheme, permite să se tragă concluzia că elementul de execuţie care face obiectul lucrării de faţă, aduce simplificări considerabile în schemele stabilizatoarelor trifazice de tensiune, reducînd la minim numărul de elemente şi totodată permite obţinerea unei siguranţe ridicate în funcţionare, prin absenţa oricăror contacte mobile.

BIBLIOGRAFIE

1. Teodorescu Dan, Analise du regime dinamique du servomoteur — amplificateur R.G.E., Paris, France, 1965, nr. 5, p. 397—401.
2. Teodorescu Dan, Rascet puskovoho rejim servodvigateli usiliteli, Electricesvo, Moskva, U.R.S.S., 1964, nr. 8, p. 40—44.

В СВЯЗИ С НЕКОТОРЫМ ВЫПОЛНЯЮЩИМ ЭЛЕМЕНТОМ С КРИТИЧЕСКИМ НАПРЯЖЕНИЕМ ПИТАНИЯ

(РЕЗЮМЕ)

В работе автор описывает действие серводвигателя с критическим напряжением, который реверсирует направление вращения при отклонении питающего напряжения на ±3%. Анализируется зависимость пускового момента от изменения напряжения, на основании метода эквивалентного зазора управления и сравниваются теоретические результаты

с опытными. Дается, затем схема трехфазного стабилизатора напряжения, у которого рабочий элемент выполняет одновременно функции усилителя, конвертера, элемента сравнения и основного элемента.

SUR UN ELEMENT DE REGLAGE AVEC TENSION D'ALIMENTATION CRITIQUE

(RÉSUMÉ)

Dans le travail l'auteur expose le mode de fonctionnement d'un servomoteur a tension critique, auquel une variation de $\pm 3\%$ de la tension d'alimentation, est susceptible de provoquer le renversement du sens de rotation. La dependence cu couple de demarrage de cette variation est ensuite annalysée en utilisant la methode de l'entrefer equivalent de commande, et les données theoriques sont comparée avec les données experimentales. On presente ensuite comme application la schémas d'un regulateur triphasique de tension, auqel l'element de reglage est en même temps amplificateur, converteur, element de comparation et element de reference. Le travail permet de conclure que l'utilisation de cet element de reglage, permet de simplifier les regulateurs triphasiques de tension et de croître en même temps leur sûrete de fonctionement.

CALCULUL EXACT AL UNOR STRUCTURI UTILIZIND COEFICIENȚII DE REPARTIȚIE ȘI TRANSMITERE *)

DE

R. FRIEDRICH, GERDA FRIEDRICH

1. PREZENTAREA PROBLEMEI

Momentele echilibrate din ambele trepte de calcul în metoda Cross rezultă prin corectarea succesivă a momentelor de încastrare perfectă M^{jk}. Mărimea corecțiilor depinde de mărimile momentelor neechilibrate din noduri și de valorile coeficienților de repartiție (r) și transmitere (t). Dacă notăm suma corecțiilor din capătul j al barei jk cu m_{jk}, avem :

$$m_{jk} = \sum_{r=1}^{n} m_{jk}^{r} M^{r}$$

unde M^r reprezintă momentul neechilibrat inițial din nodul r, m_{jk}^r fiind un coeficient ce depinde de caracteristicile geometrice ale structurii, putînd fi exprimat în funcție de coeficienții r și t.

Dacă sînt cunoscute valorile exacte ale coeficienților de influență, m_{jk}^r, se calculează mărimile exacte ale momentelor echilibrate, nemaifiind necesare aproximațiile succesive. De asemenea coeficienții m_{jk}^r fiind invarianți față de schema de încărcare, se pot găsi repede momentele echilibrate pentru diferite încărcări. Fiecare moment echilibrat poate fi determinat independent de celelalte.

2. COEFICIENȚII DE INFLUENȚĂ

Coeficientul m_{jk}^r reprezintă momentul ce apare în capătul j al barei jk dacă momentul neechilibrat din nodul r este egal cu unitatea. În cazul

*) Lucrare prezentată la cea de-a XII-a sesiune de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T., 18—20 martie 1966.

grinzilor continue cu puține deschideri coeficieții de influență de tipul m^r_{jk} pot fi ușor calculați. De exemplu pentru grinda continuă cu trei deschideri din fig. 1 avem :

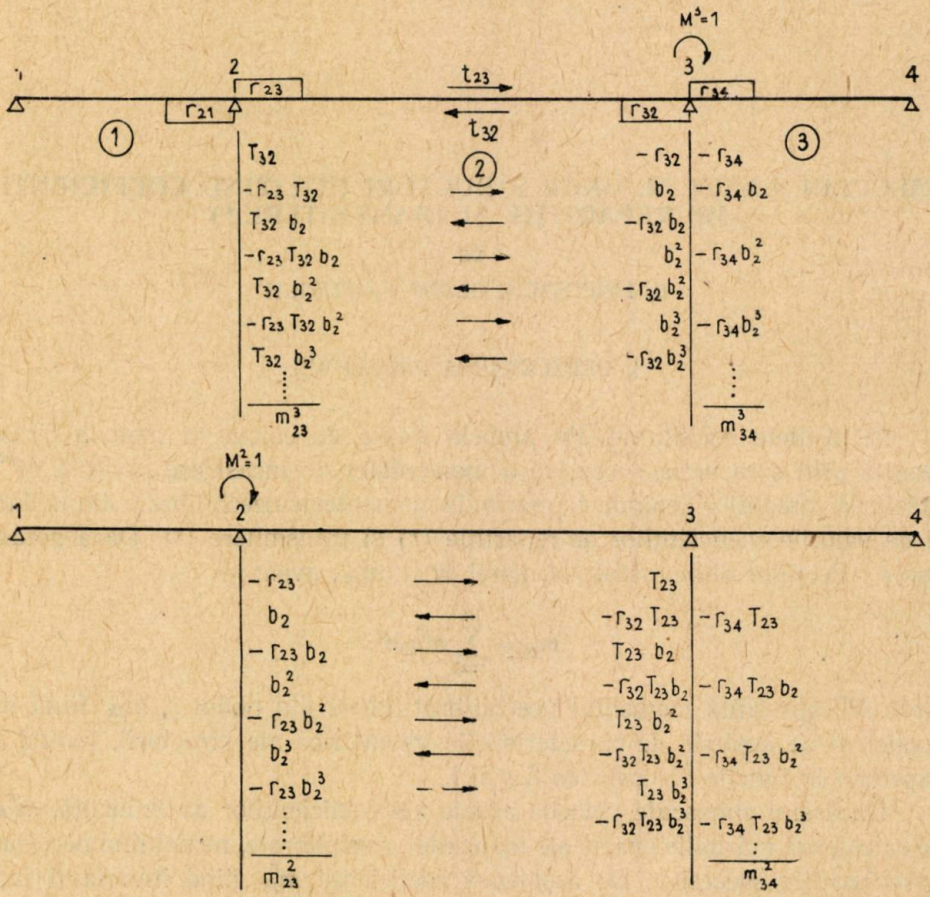


Fig. 1. Grinda cu trei deschideri.

$$m^3_{34} = -r_{34}(1+b_2+b_2^2+b_2^3+\ldots) = -r_{34}\frac{1}{1-b_2} = -\frac{r_{34}}{1-b_2}$$

$$m^3_{23} = T_{32}(1+b_2+b_2^2+b_2^3+\ldots) - r_{23}T_{32}(1+b_2+b_2^2+\ldots) = \frac{T_{32}(1+r_{23})}{1-b_2}$$

$$m^2_{23} = -r_{23}(1+b_2+b_2^2+b_2^3+\ldots) + b_2(1+b_2+b_2^2+\ldots) = \frac{b_2-r_{23}}{1-b_2}$$

$$m^2_{34} = -r_{34}T_{23}(1+b_2+b_2^2+b_2^3+\ldots) = -\frac{r_{34}T_{23}}{1-b_2}$$

în care s-au făcut notațiile :

$$T_{jk}=-r_{jk}t_{jk} \quad \text{și} \quad b_j=T_{jk}T_{kj}=r_{jk}t_{jk}r_{kj}t_{kj}.$$

Corecțiile vor fi egale cu :

$$m_{23}=m_{23}^2M^2+m_{23}^3M^3; \quad m_{34}=m_{34}^2M^2+m_{34}^3M^3.$$

Deducerea coeficienților devine mai greoaie în cazul unei grinzi continue cu patru deschideri. De exemplu m_{45}^4 poate fi găsit după cum urmează. Din figura 2 rezultă corecțiile din capătul 4 al barei 45 dacă se transmite mai departe numai primul moment repartizat capătului 4 al barei 34. Pentru ca iterația să fie completă trebuie repartizate și transmise mai departe și cantitățile transmise nodului 4, astfel ca în final m_{45}^4 să devină egal cu :

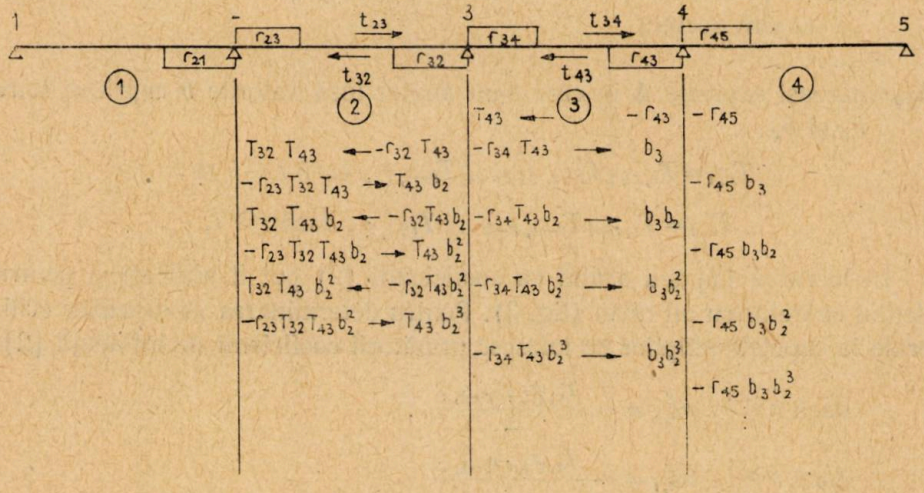


Fig. 2. Grinda cu patru deschideri.

$$m_{45}^4=-r_{45}-r_{45}b_3(1+b_2+b_2^2+b_2^3+\ldots)-r_{45}b_3^2(1+2b_2+3b_2^2+4b_2^3+\ldots)-$$

$$-r_{45}b_3^3(1+3b_2+6b_2^2+9b_2^3+\ldots)-\ldots$$

$$=-r_{45}\left(1+\frac{b_3}{1-b_2}+\frac{b_3^2}{(1-b_2)^2}+\frac{b_3^3}{(1-b_2)^3}+\ldots\right)=-r_{45}\frac{1}{1-\frac{b_3}{1-b_2}}=$$

$$=-r_{45}\frac{1-b_2}{1-(b_2+b_3)}.$$

Bazîndu-se pe teoria grafelor, Feng și Benton au dedus expresiile coeficienților de influență pentru grinzi continue cu orice număr de deschideri [1].

Acestea sînt:

— dacă $r < i$: $m^r_{i,i+1} = \dfrac{T_{r,i}(b_i \Delta_{r-1,\,i+1} - r_{i,\,i+1}\Delta_{r-1,\,i})}{\Delta}$ (2 a)

— dacă $r > i$: $m^r_{i,i+1} = \dfrac{T_{r,i}(\Delta_{i,r} - r_{i,\,i+1}\Delta_{i-1,\,r})}{\Delta}$ (2 b)

— dacă $r = i$: $m^r_{i,i+1} = \dfrac{b_i \Delta_{i-1,\,i+1} - r_{i,\,i+1}\Delta_{i-1,\,i}}{\Delta}$ (2 c)

S-au folosit notațiile:

$\Delta = 1$ — (suma valorilor b)

+ (suma produselor a cîte două valori b corespunzătoare unor deschideri ce nu sînt vecine),

— (suma produselor a cîte trei valori b corespunzătoare unor deschideri ce nu sînt vecine)

+ .....

Δ_{pq} = aceeași expresie Δ în care s-au anulat însă valorile b cuprinse între b_p și b_q.

$$T_{r,i} = T_{r,r+1} T_{r+1,\,r+2} \ldots T_{i-1,\,i}\,, \text{ dacă } r < i \text{ și}$$

$$T_{r,i} = T_{r,r-1} T_{r-1,\,r-2} \ldots T_{i+1,\,i}\,, \text{ dacă } r > i.$$

În lucrarea [2] s-a arătat că coeficienții (2) pot fi utilizați și pentru calculul cadrelor cu un nivel (fig. 3). Pentru determinarea momentelor echilibrate la capetele stîlpilor se folosesc următorii coeficienți de influență [2]:

— dacă $r < i$: $m^r_{i,i} = -\dfrac{T_{r,i} r_{i,i} \Delta_{r-1,\,i}}{\Delta}$

— dacă $r > i$: $m^r_{i,i} = -\dfrac{T_{r,i} r_{i,i} \Delta_{i-1,\,r}}{\Delta}$

— dacă $r = i$: $m^i_{i,i} = -\dfrac{r_{i,i} \Delta_{i-1,\,i}}{\Delta}$.

Observație: $m^i_{i,i+1}$ și $m^i_{i,i}$ nu conțin momentul unitar aplicat în nodul i.

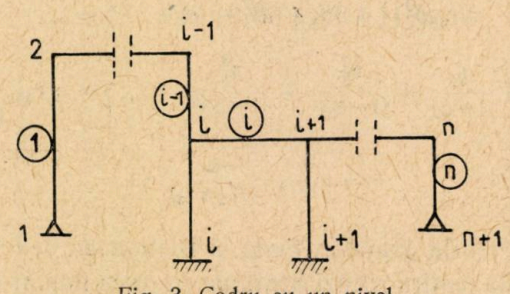


Fig. 3. Cadru cu un nivel.

3. PROGRAMAREA CALCULULUI COEFICIENȚILOR DE INFLUENȚĂ

Folosirea coeficienților de influență m^r_{jk} este foarte avantajoasă în cazul unor structuri pentru care trebuie studiate multe ipoteze de încărcare. Dacă numărul deschiderilor este mare, numărul coeficienților ce trebuie calculați este de asemenea mare. Este deci avantajoasă folosirea unor mașini electronice de calcul.

In cele ce urmează se prezintă schema logică a unui program pentru calculul acestor coeficienți de influență. Pentru a nu fi încărcat cu prea multe operații logice, programul s-a limitat la structuri ce pot fi reduse la grinzi continue cu 13 deschideri, cum ar fi cadrul cu riglele denivelate din figura 4.

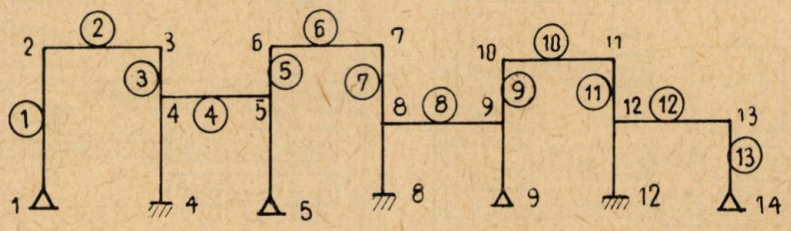


Fig. 4. Cadru cu șase deschideri avînd riglele denivelate.

In memoria calculatorului se introduc pentru fiecare deschidere jk valorile r_{jk}, r_{kj}, T_{jk}, T_{kj} și b_j. Pentru stîlpii intermediari jj se introduce numai valoarea r_{jj}.

Prima parte a programului (fig. 5) rezolvă calculul mărimilor Δ, iar cea de-a doua (fig. 6) calculul coeficienților de influență în ordinea $m^r_{i,i}$ și $m^r_{i,i+1}$ dacă $r \leqslant i$, $m^r_{i,i}$ și $m^r_{i,i+1}$ dacă $r > i$.

BIBLIOGRAFIE

1. Feng Ch. C., Benton R. D., Flow Graph of Moment Distribution, Journal of the Structural Division, ASCE, Vol. 90, No. ST2, April 1964.

2. Friedrich Richard, Coeficienți pentru calculul grinzilor continue și al cadrelor cu un nivel, Rev. Constr. și a Mat. de Constr., nr. 1/1966.

EGYETEM 1848 KÖNYVTÁR

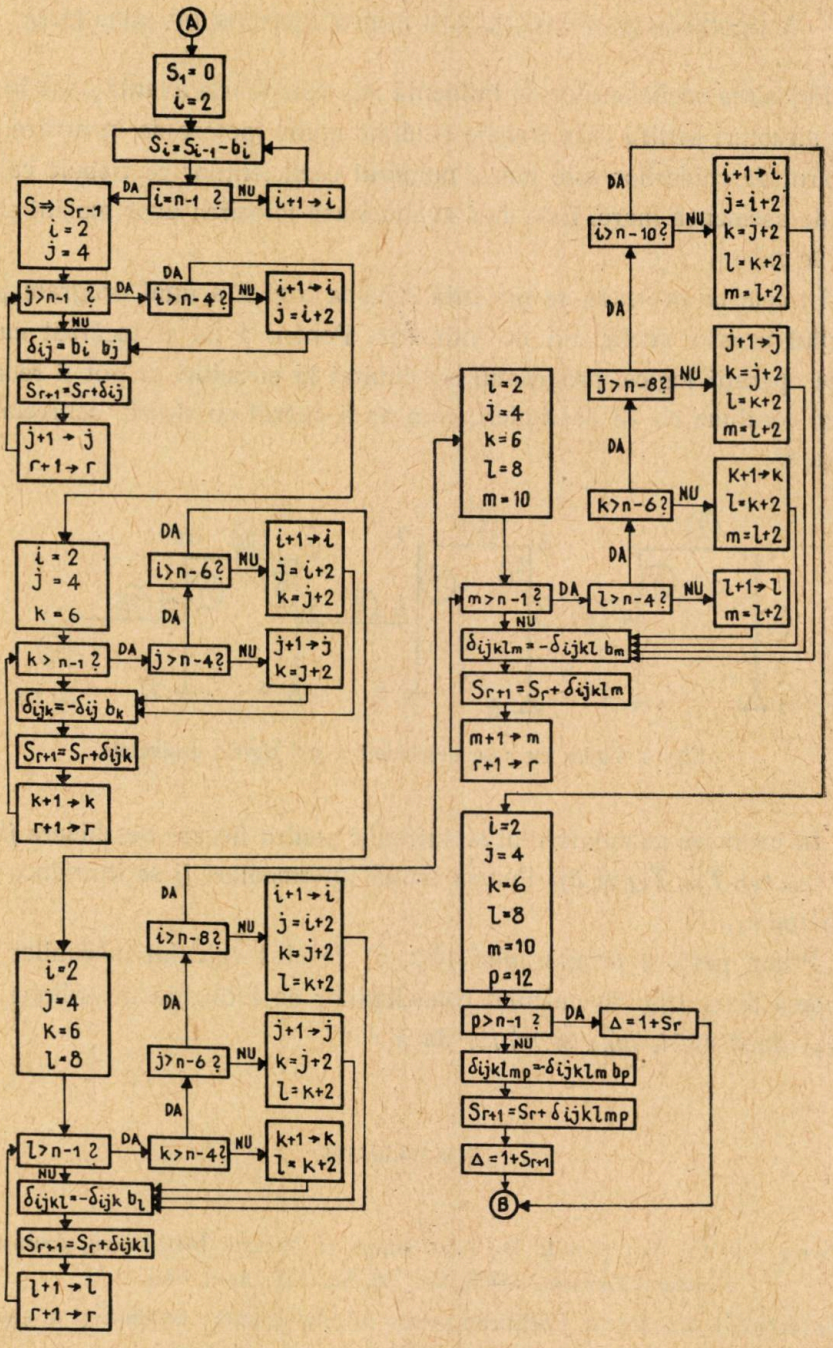


Fig. 5. Schema logică pentru calculul lui Δ.

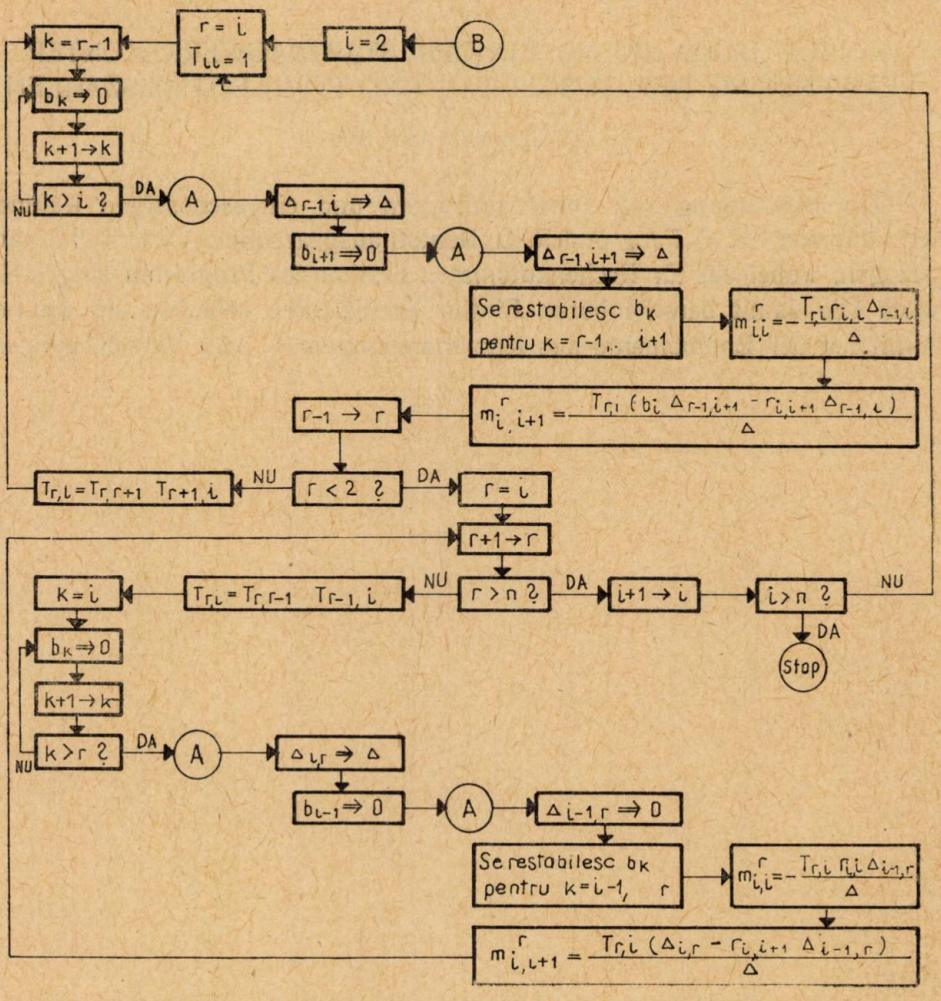


Fig. 6. Schema logică pentru calculul coeficienţilor de influenţă.

ТОЧНЫЙ РАСЧЕТ НЕСКОЛЬКИХ СТЕРЖНЕВЫХ СИСТЕМ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КОЭФФИЦИЕНТОВ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ И ПЕРЕНОСА

(РЕЗЮМЕ)

В работе представляется расчёт неразрезных балок и одноэтажных рам по способу Фенга и Бентона и предлагается программа для вычислительных машин.

Определенные коэффициенты влияния позволят быстро найти уравновешанные моменты метода Кросса.

GENAUE BERECHNUNG EINIGER STABTRAGWERKE UNTER VERWENDUNG DER AUSGLEICH- UND FORTLEITUNGSZAHLEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Zur Berechnung von Durchlaufträgern und eingeschossigen Rahmen wird das von Ch. C. Feng und R. D. Benton ausgearbeitete Verfahren herangezogen, wobei ein für Rechenautomaten bestimmtes Programm aufgestellt wird. Die damit berechenbaren Einflusskoeffizienten erlauben ein rasches Auffinden der Endmomente aus Knotendrehungen — oder Verschiebungen.

CONTRIBUȚIE LA STABILIREA CARACTERISTICILOR ENERGETICE ȘI ANTICAVITAȚIONALE ALE HIDROEJECTOARELOR CILINDRICE APLICATE LA SPĂLAREA FILTRELOR

DE

C. JURA

Cercetările anterioare și în curs de efectuare au confirmat eficiența spălării cu ejectoare a filtrelor rapide de nisip. Se asigură o spălare energică a nisipului în filtre, cu un consum relativ redus al apei de spălare. Ținîndu-se seama însă de randamentul mic al dispozitivelor de pompare cu jet în general, la aplicarea acestui procedeu de spălare se impune în mod riguros stabilirea domeniului optim de lucru al ejectorului precum și alegerea celor mai avantajoase sisteme și dimensiuni constructive, astfel încît să se obțină un randament apreciabil, fără să se ajungă la lucrul în cavitație.

Ejectoarele aplicate la spălarea filtrelor lucrează în poziție verticală. Ele sînt dispozitive de mare capacitate care lucrează la presiuni mici, încît problema obținerii unui randament ridicat fără posibilitatea de a se mări contrapresiunea în vederea limitării apariției fenomenului de cavitație devine o problemă dificilă, care se poate soluționa numai printr-o construcție rațională a dispozitivului, adaptat condițiilor reale de lucru [4].

Se pot contura două domenii economice ale spălării filtrelor, un prim domeniu pentru cazul spălării cu presiuni reduse asigurate în condiții avantajoase ce un rezervor de spălare sau de o stație de pompare de mică presiune, înălțimea disponibilă fiind în acest caz 8 ... 12 m și un al doilea domeniu economic, al spălării cu mare presiune, de ordinul de mărime 40 ... 50 m col. apă, obținută de la pompele de distribuție ale uzinei de apă.

In lucrare se cercetează alcătuirea ejectoarelor optime în cele două domenii economice ale spălării filtrelor, modul de stabilire și de utilizare a caracteristicilor acestora și problemele energetice legate de condițiile lor de lucru.

1. ALCATUIREA OPTIMA A EJECTOARELOR DE SPĂLARE

Ejectoarele aplicate la spălarea filtrelor au misiunea de a crea un circuit energic în tubul de spălare, utilizînd cu un cît mai înalt randament presiunea dinamică a fluidului primar care se destinde în duză. Se produce o creștere a presiunii în camera de amestec și în continuare o transformare parțială

a energiei cinetice în energie statică pe parcursul difuzorului, astfel încît prin presiunea redusă asigurată în confuzor, este aspirată o cantitate importantă de fluid în jurul corpului de spălare, formînd curentul ejectat sau secundar. În acest caz este deosebit de important ca raportul de antrenare să fie cît mai mare. La ejectoarele folosite pentru spălarea filtrelor de nisip prezintă importanță de asemenea și valoarea debitului total din tubul de spălare, suma debitelor fluidului primar și secundar, care poate menține în suspensie materialul filtrant antrenat.

Prin calcul teoretic, precum și pe cale experimentală, s-a dovedit că ejectorul care lucrează cu randament ridicat în cazul cînd atît fluidul primar cît și cel secundar este apa, se comportă în condiții optime și în cazul antrenării unui amestec de apă cu nisip, în limitele de viteze capabile să mențină nisipul în suspensie. În prezenta lucrare, studiile s-au făcut utilizînd de asemenea apa ca fluid secundar ceea ce a permis obținerea rezultatelor redate în cele ce urmează. Verificările ejectoarelor studiate în cazul de antrenare a nisipului au arătat că modul de ridicare și de utilizare a caracteristicilor, dependența principalilor parametri funcționali și natura fenomenelor este analoagă în cazul celor două categorii de fluide secundare [10].

Pentru fiecare din cele două domenii economice s-au construit și s-au studiat ejectoare pentru filtrele semiindustriale precum și modelele lor. Aceasta a permis determinarea secțiunii optime a duzelor. Poziția optimă de înaintare a duzei în confuzor, simultan cu studiul lungimii optime a camerei de amestec s-a efectuat pentru toate tipurile de ejectoare încercate. S-a stabilit că la fiecare lungime a camerei de amestec corespunde o poziție optimă a duzei în confuzor. În tabelul 1 care urmează se extrag unele rezultate obținute în studii comparative, legate de experimentarea ejectorului ES 14,8—74/40 (se utilizează acest simbol pentru ejectorul semiindustrial cu orificiu al duzei 14,8 mm, diametrul tubului principal 74 mm și al secțiunii îngustate 40 mm) în variantele E2, E3, E4 și E5, avînd lungimea camerei

Tabelul 1

Raportul de antrenare u în funcție de lungimea camerei de amestec și de poziția duzei în confuzor, la sarcinile H_t.

H_t cm	$\frac{x}{d_4}$	Tipul ejectorului încercat			
		E_2	E_3	E_4	E_5
40	1,50	2,73	2,81	2,90	—
	1,75	2,89	2,93	3,02	2,78
	2,00	2,96	2,96	2,94	2,73
	2,25	—	2,93	2,89	2,70
60	1,50	2,47	2,48	2,40	—
	1,75	2,62	2,55	2,60	2,40
	2,00	2,68	2,55	2,57	2 36
	2,25	—	2,52	2,51	2,40
80	1,50	2,14	2,21	—	—
	1,75	2,20	2,24	2,28	2,09
	2,00	2,24	2,28	2,20	2,06
	2,25	—	2,26	2,16	2,02

de amestec de 2, 3, 4 și 5 ori diametrul camerei de amestec $d_4=40$ mm. Se notează cu x în mm distanța de la duză la secțiunea inițială a camerei de amestec iar rezultatele se dau în funcție de raportul $\frac{x}{d_4}$. Sarcina de lucru a ejectorului $H_t=40\ldots80$ cm. Raportul de antrenare u se stabilește între debitul util ejectat și debitul primar [9].

Diferențele constatate sînt foarte mici și de aceea s-a preferat prezentarea datelor în tabelă. La camere de amestec scurte raportul de antrenare crește odată cu îndepărtarea duzei. La ejectoarele E3 și E4 eficiența crește pînă la o valoare optimă, apoi scade. La camere de amestec mari debitul crește cu apropierea duzei. Cele mai bune rezultate s-au înregistrat la ejectorul cu camera de amestec de 4...5 ori diametrul ei. Această lungime optimă este mai mică decît la ejectoarele cu gaz [1], [4], [11]. De asemenea s-a constatat că duza trebuie să fie mai retrasă înspre afară, față de avansarea optimă necesară la ejectoarele cu gaze. Experiențele au arătat că ejectoarele folosite la antrenarea nisipului au aceeași lungime optimă a camerei de amestec și necesită, pentru funcționarea optimă, o retragere cu 10—15% mai accentuată decît în cazul apei, a duzei.

Pentru dimensiunile optime ale difuzorului, rezultatele obținute prin încercări cu aer [7] au arătat că la rapoarte S_5/S_4, între secțiunea tubului principal la sfîrșitul difuzorului și secțiunea camerei de amestec de la începutul difuzorului, mai mari decît 1,214, au loc desprinderi ale curentului, fie neîntrerupte, la unghiuri ale difuzorului mai mari decît $2\delta=10°$, fie incipiente, la unghiuri mai mici. Din studiul funcționării cu apă, cercetătorii [2], [11] au ajuns la concluzia că pentru același randament, unghiurile mari ale difuzorului aduc după sine lungimi mai mici ale sale și pentru a se evita desprinderile dăunătoare e bine să se limiteze unghiul total al difuzorului la $2\delta=8°$. Ținîndu-se seama de aceste concluzii, precum și conform încercărilor efectuate în cadrul lucrării cu $2\delta=7°$ și $2\delta=12°$ s-a ajuns la unghiul optim $2\delta=7°$, care permite raportul $S_5/S_4=3{,}42$ la o lungime acceptabilă $L=8\cdot d_4$ [5].

2. INFLUENȚA REPARTIȚIEI VITEZELOR ASUPRA EFICIENȚEI EJECTORULUI

Ejectorul optim astfel stabilit, cu dimensiunile conform datelor din fig. 1, a fost cercetat mai în detaliu într-un stand special amenajat, pentru stabilirea caracteristicilor și explicarea lor.

Studiul repartiție vitezelor a fost efectuat cu ajutorul a patru sonde diferențiale, etalonate în prealabil în tunelul aerodinamic [3] al Laboratorului de Mașini hidraulice I.P.T. și verificate în curent de apă. Presiunea de lucru a curentului primar s-a determinat cu o baterie de manometre, pentru un control al bunei lor funcționări. În figura 1 s-au înscris numerele curente ale secțiunilor de control 1, 2, 3, 4 și 5. Aceștia sînt indicii para-

metrilor mișcării în secțiunile respective: diametrii d, secțiunile S, densitățile ρ, presiunile p, vitezele medii v.

Rezultatele obținute la sonda S(I) prin măsurători și prelucrarea datelor sînt redate în figura 2. Secțiunea a fost împărțită în 12 arii inelare iar valorile vitezelor au fost stabilite în două regimuri: un regim la presiunea curentului primar corespunzător sarcinii $H_I = 8{,}6$ m și un alt regim corespunzător sarcinii $H_I = 5{,}2$ m, studiate în toate secțiunile de control. Vitezele medii au rezultat $v_5 = 120$ cm/s respectiv la al doilea regim $v_5 = 72$ cm/s, corespunzător valorii debitului secțiunii.

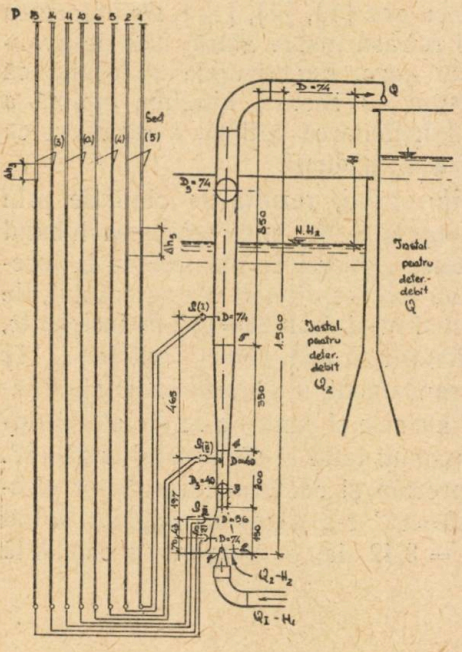


Fig. 1. Schema instalației de montaj a sondelor diferențiale pentru determinarea repartiției vitezelor la ejectorul circular E14,8-74/40.

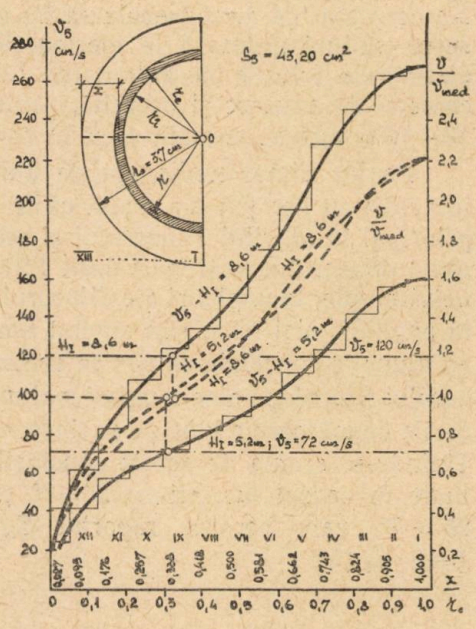


Fig. 2. Repartiția vitezelor în secțiunea de refulare. Ejectorul circular E14,8-74/40.

Aceleași elemente au fost calculate și reprezentate prin alegerea a cîte 13 arii elementare: în secțiunea 4 a camerei de amestec, fig. 3 și într-o secțiune de amestec în confuzor, fig. 4.

Adoptînd metodica de studiu pentru distribuția vitezelor la ejectoare, redată în literatura de specialitate și prelucrată pentru secțiunea circulară [1], se vor putea determina următoarele viteze medii:

Viteza medie rezultată din ecuația debitului, care considerată pe toată secțiunea dă același debit ca și cel integrat cu vitezele elementare v_l, stabilită prin relația :

$$\bar{v} = \frac{2}{r_0^2} \int_0^{r_0} v_l r dr. \tag{1}$$

Viteza medie corespunzătoare ecuației impulsului, care considerată uniform repartizată în secțiune ar da aceeași cantitate de mișcare ca și aceea integrată cu impulsurile elementare, definită prin relația :

$$\bar{\bar{v}} = \frac{2}{\bar{v} r_0^2} \int_0^{r_0} v_l^2 r dr. \tag{2}$$

Viteza medie corespunzătoare ecuației energiei, care ar da energia cinetică egală cu aceea integrată pe elemente, dată de relația :

$$\bar{\bar{\bar{v}}}^2 = \frac{2}{\bar{v} r_0^2} \int_0^{r_0} v_l^3 r dr. \tag{3}$$

Aceste viteze au fost calculate în cele două regimuri în toate secțiunile de control. În tabelul 2 se redă modul de integrare a mărimilor elementare în secțiunea îngustată S_4 la regimul $H_1 = 5{,}2$ m, caracteristic în domeniul economic de spălare de joasă presiune. Debitul pompat $Q_p = 1{,}48$ l/s, raport de antrenare $u = 1{,}10$, debit total $Q = 3{,}11$ l/s.

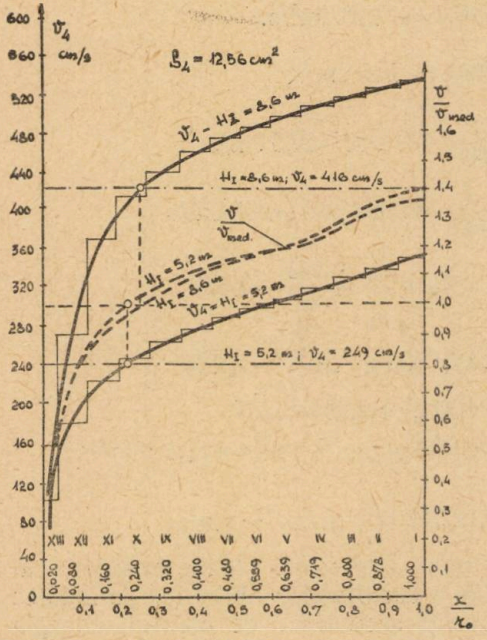


Fig. 3. Repartiția vitezelor în secțiunea îngustă. Ejectorul circular E 14,8-74/40.

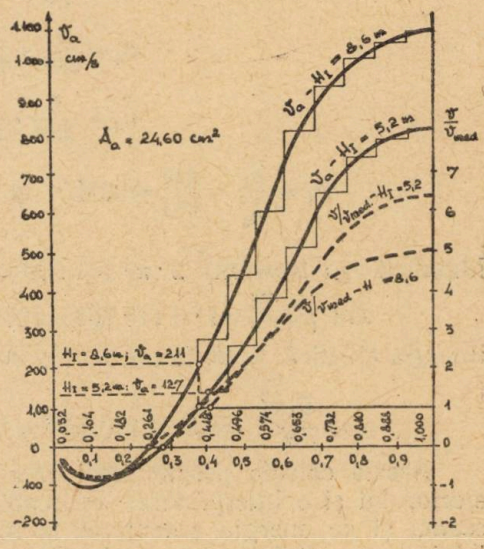


Fig. 4. Repartiția vitezelor în secțiunea de amestec a confuzorului, E 14,8-74/40

Tabelul 2

Calculul vitezelor medii în secțiunea îngustată S(II).

Secț. element.	Elemente geometrice			v_i cm/s	$v_i r \cdot dr$ cm³/s	$v_i^2 \cdot rdr$ (cm²/s)²	$v_i^3 \cdot rdr$ (cm²/s)·cm²
	r cm	dr cm	$r \cdot dr$ cm²				
I	0,08	0,16	0,0128	351	4,6	1 616	359 000
II	0,24	0,16	0,0384	344	13,3	4 572	1 570 000
III	0,40	0,16	0,0640	333	21,3	7 100	2 340 000
IV	0,56	0,16	0,0896	317	28,3	8 982	2 850 000
V	0,72	0,16	0,1152	303	34,8	10 560	3 200 000
VI	0,88	0,16	0,1408	298	42,1	12 530	3 738 000
VII	1,04	0,16	0,1664	291	48,5	14 110	4 110 000
VIII	1,20	0,16	0,1920	286	55,0	15 720	4 505 000
IX	1,36	0,16	0,2176	257	56,5	14 540	3 743 000
X	1,52	0,16	0,2332	251	58,6	14 710	3 700 000
XI	1,68	0,16	0,2688	234	62,8	14 700	3 440 000
XII	1,84	0,16	0,2944	185	54,5	10 200	1 883 000
XIII	1,96	0,08	0,1568	103	16,1	1 660	171 000
Total	2,00	2,00	1,992	249	496,4	131 000	35 824 000

Se verifică secțiunea $S_4 = 2 \cdot \pi \cdot 1{,}992 = \frac{\pi \cdot d_4^2}{4} = 12{,}56 \text{ cm}^2$.

Se verifică debitul $Q_4 = 2 \cdot \pi \cdot 496{,}4 = 3\,110 \text{ cm}^3/\text{s}$.

Se calculează : $\overline{v_4} = \frac{2}{2{,}0^2} \cdot 496{,}4 = 249 \text{ cm/s}$.

$$\overline{\overline{v_4}} = \frac{2}{2{,}0^2} \cdot \frac{1}{249} \cdot 131\,000 = 263 \text{ cm/s}.$$

$$\overline{\overline{\overline{v_4}}} = \frac{2}{2{,}0^2} \cdot \frac{1}{249} \cdot 35\,824\,000 = 268 \text{ cm/s}.$$

$$\Phi_1 = \frac{\overline{v_4}}{\overline{\overline{v_4}}} = \frac{249}{263} = 0{,}947 \quad \text{şi} \quad \Phi_2 = \frac{\overline{\overline{v_4}}}{\overline{\overline{\overline{v_4}}}} = \frac{263}{268} = 0{,}982.$$

Impulsul (în Newton) $2 \cdot \pi \cdot 131\,000 = 820\,000 \text{ g} \cdot \text{cm/s}^2 = 8{,}2 \text{ N}$

sau $\rho Q_4 \overline{\overline{v_4}} = 1 \cdot 3\,110\,263 = 820\,000 \text{ g} \cdot \text{cm/s}^2 = 8{,}2 \text{ N}$.

Energia cinetică $\pi \cdot 35\,824\,000 = 112\,000\,000 \text{ gcms}^{-2} \cdot \text{cm/s} = 11{,}2 \text{ Nm/s}$

sau $\frac{Q_4 \overline{\overline{\overline{v_4^2}}}}{2} = 0{,}5 \cdot 3\,110\,268^2 = 112\,000\,000 \text{ gcms}^{-2} \cdot \text{cm/s}$.

Aceste calcule permit efectuarea unui interesant studiu energetic al ejectorului și o interpretare remarcabilă a rezultatelor obținute. Ținîndu-se seama și de energia potențială la nivelul secțiunilor de control, energia totală a curentului este calculată și înscrisă în coloanele tabelului 3 după cum urmează ; calculată în 1 sec :

Tabelul 3

Energia curentului în secțiunile de control, pe secundă.

Secțiunea de control	Energia cinetică	Energia potențială	Energia totală	
			N·m/s	%
La ieșirea din duză	75,1	—	75,1	100
În confuzor, înainte de camera de amestec, sonda S(III)	56,6	2,4	59,0	78
După camera de amestec, intrare în difuzor, sonda S(II)	11,2	15,5	26,7	36
La ieșirea din difuzor, la sonda S(I)	1,3	23,0	24,3	32

Rezultă că pierderea de energie prin amestec este foarte mare, de 22% în confuzor și de 42% în camera de amestec, din cauza vitezelor de mișcare foarte mari. Pierderea de energie în difuzor e neînsemnată.

3. RIDICAREA ȘI UTILIZAREA CARACTERISTICILOR EJECTORULUI

S-au cercetat caracteristicile tuturor ejectoarelor studiate. Se prezintă pentru ilustrarea modului de lucru, caracteristicele ejectorului model EM8-40/21,6, studiat într-o gamă largă a parametrilor.

În graficul din figura 5 se reprezintă debitele antrenate Q_u, rapoartele de antrenare (sau coeficienții de ejecție) $u=\frac{\varphi}{\alpha}$ și randamentele η, în funcție de sarcina fluidului primar H_1 și sarcina totală de lucru a ejoctorului H_t aceste elemente fiind definite de relațiile :

$$\alpha=\frac{S_1}{S_2};\quad \varphi=\frac{\rho_2\cdot v_2}{\rho_1\cdot v_1};\quad \frac{\varphi}{\alpha}=\frac{Q_2}{Q_1}=\frac{Q_u}{Q_1} \tag{4}$$

$$\eta=\frac{\varphi}{\alpha}\cdot\frac{\bar{\psi}}{\psi}=\frac{\varphi}{\alpha}\cdot\frac{\left[2\alpha\left(\frac{1-\alpha}{1+\varphi}\right)^2+(1-\eta)\left(\frac{\varphi+\alpha}{1+\alpha}\right)^2\right]-\left(\frac{\varphi}{\varphi_1}\right)^2}{\frac{1}{\varphi_2^2}-\left[2\alpha\left(\frac{1-\alpha}{1+\varphi}\right)^2+(1-\eta)\left(\frac{\varphi+\alpha}{1+\alpha}\right)^2\right]}\cdot \tag{5}$$

S-a determinat curba $\varphi/\alpha=0$ ca limită inferioară a funcționării ejectorului. Pe măsură ce crește presiunea fluidului primar, debitul antrenat crește repede la început, apoi din ce în ce mai încet pînă la debitul limită $Q_u=3{,}01$ l/s pentru sarcinile H_t mai mari decît 0,90 m, aceasta constituind limita superioară a funcționării ejectorului. La sarcini mici de lucru și la rapoarte între conținutul efectiv de aer și aerul la saturație sub 1,08 s-a putut obține și debitul $Q_u=3{,}27$ l/s.

Raportul de antrenare u crește foarte repede odată cu ridicarea presiunii fluidului primar pînă în zona randamentelor maxime apoi se înregistrează o creștere tot mai slabă. Valorile acestui raport trec întotdeauna prin valori maxime pentru limita superioară de antrenare și scad repede în continuare. Se mai distinge o limită, fixată prin linia C_0—C_0' de la care valorile randamentelor, calculate cu relația (5), încep să fie deosebite de cele reale. La

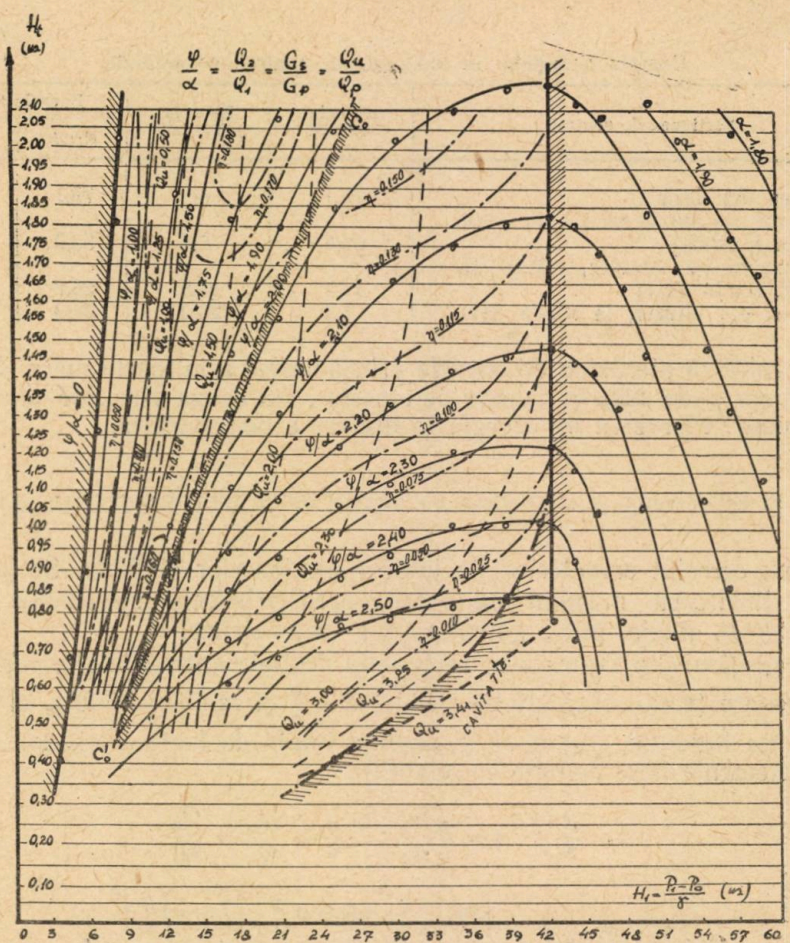


Fig. 5. Caracteristica ejectorului model EM8-40/21,6.

început diferențele sînt mici apoi pe măsură ce crește H_1 și scade H_t randamentul real devine tot mai redus, în comparație cu valoarea stabilită prin calcul. La $H_1=2{,}0$ m diferențele apar la raportul $u=1{,}90$, pe cînd la $H_1=0{,}4$ m, diferențele randamentelor devin sensibile la valoarea $u=2{,}30$. În general curba C_0—C_0' se desfășoară foarte apropiat de linia $H_t/H_1=0{,}085$ (fig. 6).

În figura 6 au fost transpuse în coordonate adimensionale caracteristicile a șase forme particulare ale acestui tip de ejector, lucrînd la sarcinile de 2,0; 1,7—1,4—1,1—0,8 și 0,5 m putînd indicatorii EM8... urmați de sarcinile de lucru de mai sus, valorile Re_{d_4} și $\alpha_p^*=\frac{p_v}{p_4}$.

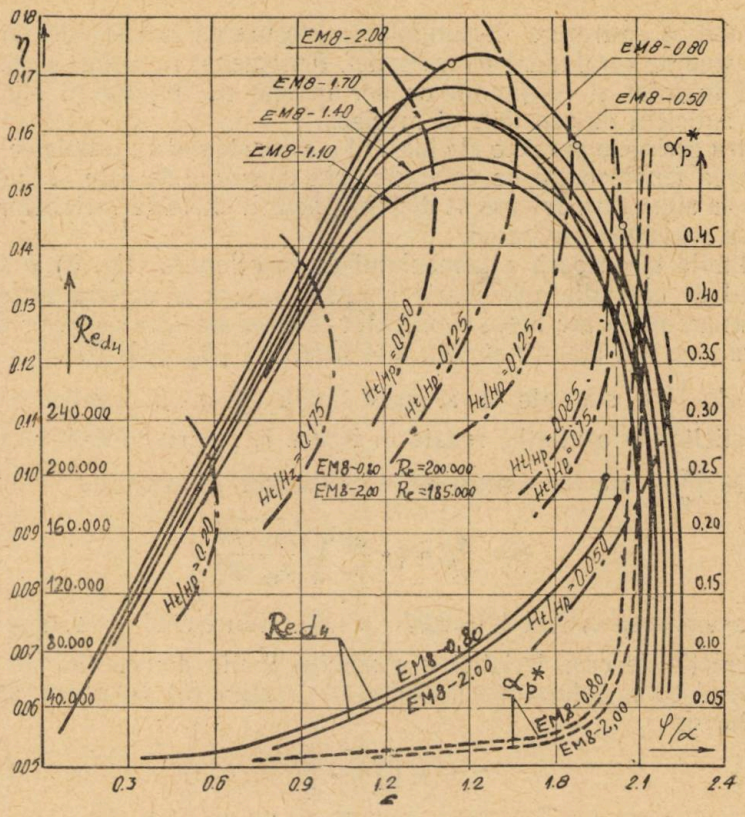


Fig. 6. Caracteristicile epectorului EM8-40/21,6.

Se vede că valorile randamentelor diferă relativ puțin la aceste forme de ejectoare. De asemenea se poate observa că domeniul randamentelor înalte este limitat nu numai de valorile $u=1{,}5\ldots2{,}0$ ci și de intervalele $H_t/H_1=0{,}15\ldots0{,}09$. Aceste limite prezintă o deosebită însemnătate de ordin practic. Tipul de ejector prezentat, studiat în cadrul domeniului economic de spălare de joasă presiune, se comportă bine la sarcini $H_1=5\ldots6$ m pentru funcția de spălare obișnuită la care se pretinde $H_t=0{,}40\ldots0{,}55$ respectiv la sarcini $H_1=10\ldots12$ m în cazul transportului de nisip efectuat cu ajutorul aceluiași ejector, $H_t=1{,}0\ldots1{,}3$ m.

4. CONDIȚIILE DE APARIȚIE A FENOMENULUI DE CAVITAȚIE

Ejectorul stabilit în construcție optimă pe baza celor arătate la punctul 1 al lucrării s-a comportat în condiții favorabile la apariția și dezvoltarea fenomenului de cavitație.

Standul și aparatura disponibilă la efectuarea lucrării de față nu au îngăduit studiul aprofundat al cavitației. Fenomenul nu a fost urmărit optic iar vidul înaintat și conținutul de aer în apă nu a putut fi stabilit prin mijloace suficient de sensibile și precise.

Pentru cerințele practice ale lucrării s-a considerat ca probleme esențiale identificarea fenomenului de cavitație prin consecințele sale și cunoașterea gradului de siguranță de care se dispune, pentru eficiența metodelor aplicate în vederea prevenirii cavitației.

La limita superioară a domeniului de funcționare (fig. 5) este cert că fenomenul de cavitație este foarte avansat, acesta a cuprins întreaga secțiune strangulată și are drept consecință căderea totală a curbelor de randament, așa cum s-a stabilit și prin alte încercări [8], [4], [6].

Valorile $\left(\frac{\varphi}{\alpha}\right)^*$ stabilite la această limită au servit pentru construcția caracteristicilor la cavitație, redate în figura 7, pentru EM8-40/21,6. Valoarea critică $\left(\frac{\varphi}{\alpha}\right)^*$ are loc pentru φ^*. Coeficientul de cavitație:

$$K = \frac{\varphi}{\varphi^*} = \varphi \cdot \frac{\varphi_2}{\varphi_1} \sqrt{\frac{p_{2a} - pv}{p_{4a} - pv}} \tag{6}$$

ajunge la valoarea critică $K^* = 0{,}97 \ldots 1{,}00$, atunci cînd $\frac{\varphi}{\alpha}$ ajunge la $\left(\frac{\varphi}{\alpha}\right)^*$.

În funcție de caracteristică s-a stabilit limita domeniului de cavitație prin punctul C_3 la intersecția curbei η din relația (5) cu aceea care reprezintă valoarea

$$\eta' = \left(\frac{\varphi}{\alpha}\right)^* \cdot \frac{\bar{\psi}}{\psi}. \tag{7}$$

La aceeași abscisă $\bar{\psi}$ se determină domeniul de cavitație prin punctul C_2 la intersecția curbei ψ dată de relația (5) cu ψ', exprimată prin relația [11]:

$$\psi' + \bar{\psi} = \frac{1}{\varphi_2^2} - \left(\frac{\varphi^*}{\varphi_1}\right)^2 = \text{const.} \tag{8}$$

Pe aceeași linie intersectează în C_1 curba $\frac{\varphi}{\alpha_1}$ valoarea $\left(\frac{\varphi}{\alpha}\right)^*$.

Pentru ejectoarele de acest tip, EM8-2,00 la sarcina $H_t = 2{,}00$ m și EM8-0,80, la sarcina $H_t = 0{,}80$ m, caracteristicile din figura 7 au avut la bază stabilirea prin calcul a următoarelor elemente, tabelul 4.

Considerăm că prevederea unei siguranțe în raport cu această limită a domeniului de cavitație este cu totul insuficientă. În mod real cavitația apare cu mult mai devreme, așa cum s-a stabilit prin cercetările moderne în probleme de specialitate [6], [11], începe prin formarea de cavitații în zona incipientă a camerei de amestec înainte de a se face resimțită prin vibrații puternice și căderea rapidă a curbelor de randament, cu urmări foarte nefavorabile.

Din aceste considerente, pînă în momentul cînd într-un complex de cercetări sistematice cu aparatură adecvată se vor putea aduce alte precizări în problema cavitației la ejectoarele de apă cu mare capacitate și îndeosebi

Tabelul 4

Elementele necesare pentru satbilirea caracteristicei

Caracteristici / Ejectorul	φ/α	$\bar{\psi}$	ψ	η	H_t/H_1	η'	ψ'	φ_1	φ_2
EM8-2,00	1,33	0,139	1,097	0,168	0,151	—	—	0,91	0,88
	1,65	0.108	1,032	0,173	0,105	0,223	0,964	0,92	0,90
	1,90	0,085	1,023	0,158	0,083	0,177	0,973	0,94	0,91
	2,04	0,073	0,994	0,150	0,061	0,168	0,985	0,95	0,92
	2,13	0,062	0,996	0,132	0,047	0,132	0,996	0,95	0,92
EM8-0,80	1,00	0,165	1,181	0,140	0,170			0,85	0,85
	1,55	0,115	1,090	0,163	0,100	0,269	0,928	0,89	0,88
	2,14	0,044	1,055	0,090	0,073	0 107	0,9 7	0,90	0,90
	2,32	0,025	1,025	0,057	0,052	0,063	0,976	0,92	0,91
	2,50	0,010	0,991	0,025	0,036	0,025	0,991	0,94	0,92

la funcționarea ejectoarelor cu nisip, este indicat să se ia o siguranță în raport cu limita stabilită prin curba C_0—C_0' justificată la punctul precedent, la care se resimt abateri ale randamentului față de valorile calculate cu relațiile puse la dispoziție de actuala teorie a ejectoarelor.

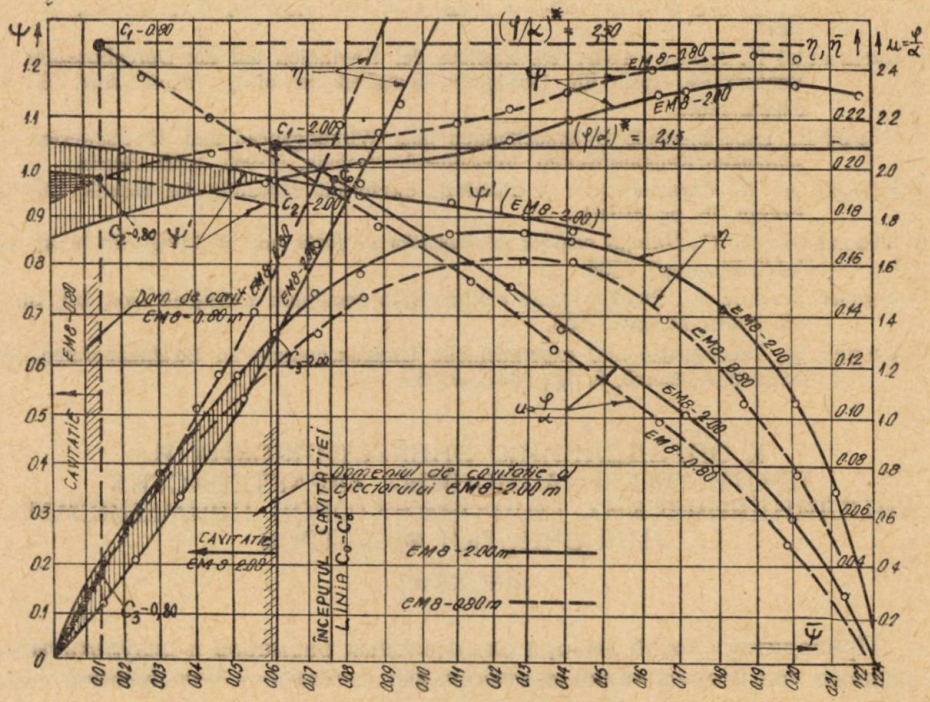


Fig. 7. Caracteristica la cavitație a ejectorului EM8-40/21,6.

5. CONCLUZII

Ejectoarele verticale de mare capacitate utilizate la spălarea filtrelor se pot construi cu succes dintr-o cameră de amestec de lungime de 5 ori diametrul propriu și un difuzor cu unghiul $2\delta = 6 \ldots 8°$.

Studiul repartiției vitezei permite o apreciere bună a pierderilor de energie în spațiul de amestec. Caracteristicile stabilite în mărimi adimensionale prezintă randamente acceptabile în limite largi ale sarcinei de refulare. Pentru prevenirea cavitației, siguranța se va lua față de limita la care apar abateri de la randamentele teoretice.

BIBLIOGRAFIE

1. Ardelean Z., Contribuție la studiul teoretic și experimental al camerelor de amestec ale ejectoarelor subsonice. (I.P. Timișoara, Teză de dizertație), 1965.
2. Fridman B. E., *Ghidroelevatorî,* Moscva, 1960.
3. Gheorghiu V., Anton V., Contribuție la problema etalonării curentometrelor hidraulice prin metoda similitudinii, Bul. șt. și tehnic, I.P. Timișoara, Tom I (15), 2, 1956.
4. Jura C., Eficiența spălării cu ejector a filtrelor de nisip cu secțiune pătrată, Hidrotehnica, nr. 10, 1964.
5. Kamenev P. N., *Ghidroelevatorî i drughie struinîi apparatî,* Maşstroizdat, Moscva, 1950.
6. Numachi F., Kobayashi R., Einfluss der Kavitation auf die Durchflusszahl der Venturidüse. Inst. für Hochgeschwindigkeitsmechanik, Tohoku-Univ. Sendai, Japan, 1965.
7. Rippl E., Experimentelle Untersuchungen über Wirkungsgrad und Abreisswerten von schlanken Kegeldiffusoren. Maschinenbautechnik, 5/1956, VEB. Berlin.
8. Silvester R., Caracteristicile și utilizările ejectorului hidraulic. La Houille Blanche, Franța, 16, nr. 4/1961.
9. Stamatescu, C., *Utilajul auxiliar al mașinilor de forță,* vol. II. Litografia Învățământului, București, 1958.
10. Uginciusa A. A., Proektirovanie i stroitelstvo zemlianîh soorujenii Gos. izd. lit. po str. i arh., Moscva, 1953.
11. Vogel R., Theoretische und experimentelle Untersuchungen an Strahlapparaten. Maschinenbautechnik, 5. Jg., Heft 12/1956.

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ И ПРОТИВОКАВИТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦИЛЛИНДРИЧЕСКИХ ГИДРОЭЖЕКТОРОВ ПРИМЕНЯЕМЫХ ДЛЯ ОЧИСТКИ ФИЛЬТРОВ

(РЕЗЮМЕ)

Приводится способ выбора оптимальных размеров и результаты полученные при исследовании вертикальных эжекторов повышенной ёмкости применяемых для очистки быстродействующих фильтров.

Даются рекомендации для повышения и применения энергетических характеристик эжекторов. К.п.д. можно считать удовлетворительным в широких пределах нагрузки. Установление распределения скоростей в контрольных сечениях позволяет приближенно расчитать потерии энергии в конфузоре, смесителе и дифузоре. Перед появлением кавитации и для предупреждения кавитации, коэффициент безопасности берется по отношению к пределам появления отклонений от значений к.п.д. установленых расчетным путем в современной теории эжекторов.

CONTRIBUTION A L'ÉTABLISSEMENT DES CARACTÉRISTIQUES ÉNERGETIQUES ET ANTICAVITATIONELLES DES HYDROÉJECTEURS CILINDRIQUES APPLIQUÉS AU LAVAGE DES FILTRES

(RÉSUMÉ)

On indique le mode du choix des dimensiones optimes et les résultats obtenus de l'étude des éjecteurs de grande capacité appliqués au lavage des filtres rapides.

On présente les conditions récomandables pour la determinaison et l'utilisation des caractéristiques énergetiques des éjecteurs. Les rendements des éjecteurs peuvent être considerés favorables entre des larges limites des charges. L'établissement de la répartition des vitesses dans les séctions de control de l'éjecteur permet le calcul proche des pertes d'énergie dans le confusor, la chambre de mélange et le difuseur. Avant l'apparition prononcée du phénomène de cavitation, pour prevenir la cavitation et ses conséquences malfaisantes, l'assurence va être prise en rapport avec la limite à laquelle paraissent des déviations sensibles des valeurs des rendements établis par calcul dans l'actuelle théorie des éjecteurs.

ASUPRA COEFICIENTULUI DE FRECARE LA TRANSMISIILE PRIN CURELE TRAPEZOIDALE *)

DE

N. GHEORGHIU, I. FEIMER

1. NATURA FRECARII LA TRANSMISIILE CU ELEMENT FLEXIBIL

Procesul frecării la transmisiile cu element flexibil prezintă o serie de particularități care-l situiază într-un caz distinct atît sub aspectul metodelor de analiză cît și a cel al rezultatelor practice.

In funcționarea unei transmisii prin curele trapezoidale tensiunile aplicate pe curea la extremitățile arcului de înfășurare ($\widehat{\beta}$) sînt legate prin relația aproximativă [7]:

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_2} = e^{\mu' \frac{R_{med}}{R_p} \beta_{al}} = m \qquad (1)$$

unde conform fig. 1 : σ_1 și σ_2 sînt tensiunile din ramurile libere ale curelei,

$R_{med} = \frac{2}{3} \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}$ reprezintă raza medie de frecare a suprafețelor conice de contact dintre profilul trapezoidale și canalul roții ;

R_p — raza primitivă ce corespunde stratului neutru al curelei ;

$\mu' = \frac{\mu}{\sin\frac{\alpha}{2} + \mu\cos\frac{\alpha}{2}} \cong \frac{\mu}{\sin\frac{\alpha}{2}}$ — coeficientul de frecare aparent datorită efectului de împănare al profilului trapezoidal în canal ;

β_{al} — unghiul la centru ce definește arcul de alunecare elastică.

Drept efect al tensiunilor din curea între flancurile profilului și canalul roții apare un contact la presiune variabilă.

---

*) Rezultatele comunicate la Sesiunea științifică a cadrelor didactice din I.P.T. la data de 18...20 martie 1966.

Tensiunea (σ) și presiunea de contact (p) ca mărimi locale sînt linear dependente :

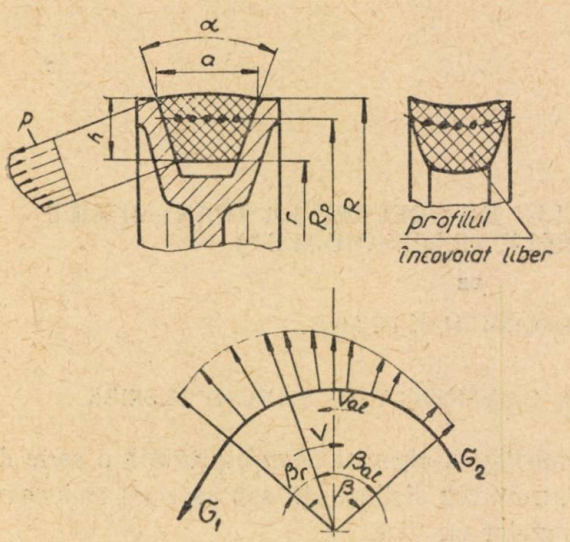


Fig. 1. Starea de tensiune din curea pe arcul de înfășurare.

$$\frac{p}{\sigma} = \frac{1}{\frac{D_p}{h}}\left(\frac{a}{h} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}} - 1\right) = \text{ct.} \qquad (2)$$

Dimensiunile geometrice care intervin în relația (2) au următoarele valori standardizate :

$\frac{D_p}{h} \geqslant 8{,}5 \ldots 25$ gradul de încovoiere al curelei,

$\frac{a}{h} = 1{,}24 \ldots 1{,}65$ pentru profilele trapezoidale înguste și normale,

$\alpha = 40°$ unghiul de flanc al profilului.

Relațiile (1) și (2) permit să se observe că atît tensiunea din curea cît și presiunea de contact sînt exponențial crescătoare pe arcul de înfășurare :

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{\sigma_1}{\sigma_2} = m$$

unde : $m = 5 \ldots 15(25)$ conform datelor experimentale existente [1], [3], [8], [9] etc.

Dependența (2) are în realitate o structură mai complexă întrucît curbarea transversală a flancului determină o distribuție neuniformă a presiunii de contact și pe înălțimea profilului (aspect neglijabil în primă aproximație) [8].

În condiții geometrice standardizate și tensiuni inițiale uzuale ($\sigma_0 = 15 \ldots 25$ kgf/cm^2) presiunea medie de contact are valori suficient de ridicate (conform rel. 2), ($p_{med} = \frac{p_1 + p_2}{2} = 2{,}5 \ldots 9{,}5$ kgf/cm^2).

Modificarea stării de alungire a curelei pe conturul arcului de înfășurare produce un contact alunecător între curea și roată.

Alunecarea relativă cu caracter elastic, se manifestă numai pe arcul $\widehat{\beta}_{al}$ în general mai mic decît arcul de înfășurare $\widehat{\beta}$ (la $\widehat{\beta}_{al} = \widehat{\beta}$ cureaua patinează !)

Pentru un element infinitezimal de curea, din condiția de continuitate a mișcării, rezultă variația vitezei de alunecare (fig. 2) [8]:

$$\Delta v_{al} = \frac{v \cdot \Delta\sigma}{E_t\left(1+\frac{\sigma}{E_t}\right)} \cong \frac{v \cdot \Delta\sigma}{E_t} \qquad (3)$$

unde : v este viteza periferică a roții,
E_t — modulul de elasticitate echivalent la întindere al curelei.

Întrucît creșterea tensiunii din curea ($\Delta\sigma$) satisface relația (1) rezultă că și viteza de alunecare variază exponențial pe arcul $\widehat{\beta}_{al}$.

Viteza medie de alunecare obținută prin integrarea relației (3):

$$v_{al} = \xi v \cong \frac{v(\sigma_1-\sigma_2)}{E_t} \qquad (3a)$$

are valori relativ reduse în condiții normale de funcționare ($v_{al}=0{,}05\ldots0{,}5$, m/s pentru $v=5\ldots25$ m/s și $\xi=0{,}8\ldots2\%$ [1], [3], [8], [9]).

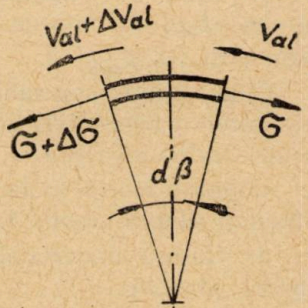


Fig. 2. Variația locală a vitezei de alunecare.

Cele relatate anterior dovedesc că la transmisiile cu element flexibil frecarea de alunecare este caracterizată prin *parametrii nestaționari* p și v_{al}.

De asemenea, pentru toate materialele de curea exceptîndu-se pielea, contactul alunecător e de tip uscat.

În consecință coeficientul de frecare dintre curea și roată (μ') are valori variabile de-a lungul arcului de alunecare (una din cauzele pentru care relația (1) este aproximativă !)

Curent relația (1) se folosește sub forma simplificată :

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_2} = e^{\mu'_0\beta}$$

admițîndu-se că alunecarea elastică se extinde pe întreg arcul de înfășurare ($\widehat{\beta}_{al}=\widehat{\beta}$), $\frac{R_{med}}{R_p}\cong 1$, iar parametrii p și v_{al} sînt constanți.

Coeficientul de frecare $\mu_0=\mu'_0 \sin\frac{\alpha}{2}$ este în acest caz o mărime pur convențională (de calcul) care exprimă doar procesul de frecare caracteristic transmisiilor prin curele trapezoidale. Asupra mărimii sale și cauzelor ce-l determină părerile cercetătorilor nu sînt unitare.

K. H. Bussmann [2], G. Niemann [6] și B. A. Pronin [8], îl consideră ca o mărime constantă însă cu valori foarte diferite ($\mu_0=0{,}35\ldots0{,}85$).

Prin analogie cu cercetările lui Skutsch și Énde asupra curelelor din piele V. S. Poliakov [7], H. Roloff și W. Matek [10], admit o dependență lineară a coeficientului de frecare cu viteza :

$$\mu_0 = a + bv = 0{,}35 + 0{,}012\ v$$

(care poate fi ușor transpusă funcție de viteza de alunecare întrucît $v = \frac{v_{al}}{\xi}$).

Influența presiunii de contact este presupusă ca posibilă de D. N. Reșetov [9] fără a o fundamenta însă prin date experimentale concludente ($\mu_0 = a_2 - b_2 p$) în timp ce Köhler și Rögnitz [4] exagerează efectul acestui parametru (la $p_{med} = 5 \ldots 9$ kgf/cm² ar corespunde $\mu_0 = 0{,}85 \ldots 1{,}2$).

Cum opiniile contradictorii menționate se referă numai la transmisiile prin curele trapezoidale din cauciuc cu roți din fontă o reconsiderare a problemei devine evidentă.

Conform teoriei molecularo-mecanice a frecării trei grupe de factori pot influența asupra acestui fenomen :

a) Natura materialelor care determină tipul contactului (elastic sau elastico plastic).

Pentru roțile metalice cu duritate ridicată (HB = 100 ... 150) contactul curelei din cauciuc se poate considera elastic [1] în timp ce la materiale cu durități apropiate de ale curelei contactul este elastico-plastic [5].

b) Geometria suprafețelor de contact definită prin forma, mărimea lor absolută și rugozitate. Acest factor prezintă o importanță redusă în cazul particular al transmisiilor prin curele trapezoidale (la care se realizează similitudinea geometrică $\frac{D_p}{h}$, $\frac{a}{h}$ și $\alpha = ct$).

c) Condițiile funcționale caracterizate prin : presiunea de contact, viteza de alunecare și temperatura locală.

Cercetări minuțioase privitoare la natura coeficientului de frecare [5] au pus în evidență următoarele dependențe cantitative în cazul general al frecării de alunecare uscate (fig. 3 *a* și *b*):

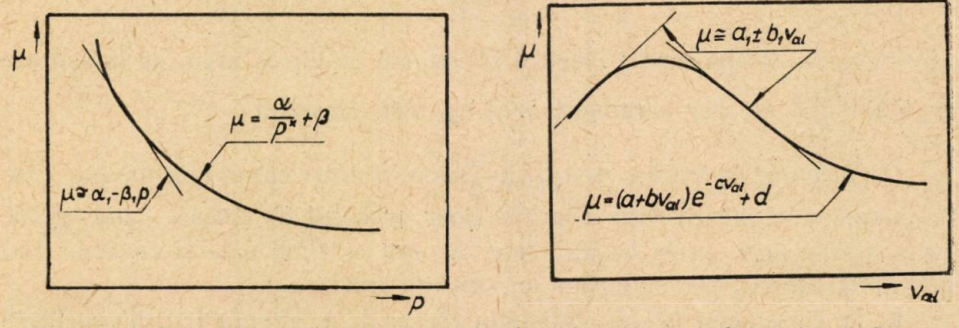


Fig. 3 *a, b.* Influența presiunii și vitezei de alunecare asupra coeficientului de frecare (caz-general).

— influența presiunii de contact

$$\mu = \frac{a_1}{p^*} + b_1 \cong a_2 - b_2 p \tag{4}$$

— influența vitezei de alunecare

$$\mu = (a + b v_{al}) e^{-c v_{al}} + d \cong a \pm b v_{al}. \tag{5}$$

Constantele sînt dependente de natura materialelor și geometria suprafețelor de contact.

Întrucît dependențele (4) și (5) sînt generale pentru frecarea de alunecare uscată este de așteptat ca ele să apară și în cazul transmisiilor prin curele trapezoidale (chiar dacă vor exprima coeficientul echivalent de frecare μ_0).

2. REZULTATE EXPERIMENTALE

Pentru verificarea ipotezei anterioare s-au determinat coeficienții de frecare cu ajutorul „modelării statice" [3], [11] a funcționării transmisiilor prin curele trapezoidale.

Parametrii experimentali au fost următorii:

— curea trapezoidală profil A(13×8) cu dimensiuni geometrice invariabile $\left(\frac{D_p}{h} = 18\,;\ \frac{a}{h} = 1{,}63\,;\ \alpha = 40°\right)$.

— presiunea de contact variabilă în intervalul $p_{med} = 2{,}5 \ldots 9{,}5$ kgf/cm²,

— viteza de alunecare continuu reglabilă între limitele $v_{al} = 0{,}05 \ldots 0{,}25$ m/s,

— temperatura s-a menținut aproximativ constantă

$$t = 40 \ldots 50\ °C,$$

— materialele de roată au fost metalice (OL 50, Fc 20 și AATSi 20) și plastice din categoria fenolformaldehidelor (bachelită, harex, textolit și pertinax). Rugozitatea flancurilor canalului s-a menținut între limitele $R_a = 1{,}5 \ldots 2{,}5$.

Reproducerea unor valori medii ale coeficientului de frecare μ_0, au impus folosirea unor curele cu flancurile parțial uzate. Din încercările de durabilitate la uzură [11] s-a constatat că pelicula de cauciuc ce acoperă flancurile se exfoliază foarte rapid iar valoarea coeficientului de frecare scade de 2 ... 3 ori (figura 4).

Probabil acest fenomen, neluat în considerație de cercetători [2], [6], [8], a condus la dispersia mare a valorilor indicate pentru μ_0.

Natura materialului roții modifică substanțial mărimea coeficientului de frecare. Astfel pentru $p_{med} = 5$ kgf/cm² și $v_{al} = 0{,}25$ m/s la metale s-au obținut: $\mu_0 = 0{,}17 \ldots 0{,}26$.

În mod evident aceasta va conduce și la o variație corespunzătoare a capacității de tracțiune.

Influența presiunii de contact s-a manifestat sensibil dar diferit funcție de natura contactului dintre roată și curea.

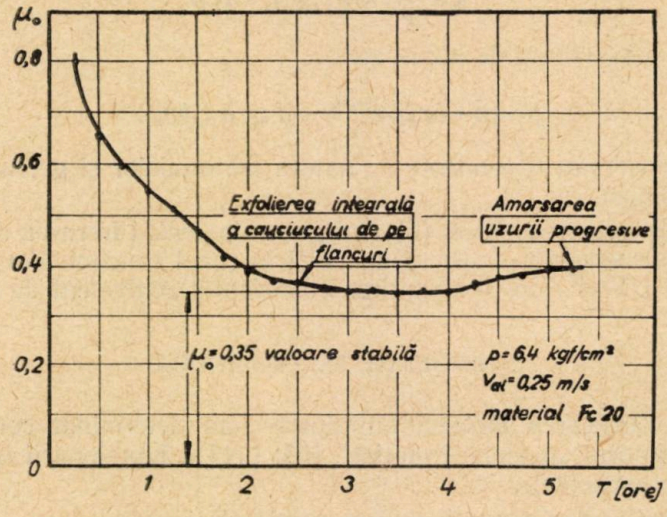


Fig. 4. Modificarea coeficientului de frecare echivalent μ_0 în funcție de starea de uzură a flancurilor curelei.

Pentru roțile din fontă sau oțel concretizate printr-un contact elastic [1] coeficientul de frecare variază parabolic cu presiunea (fig. 5 *a*) prezentînd un maximum.

La roțile din aliaje ușoare și materiale fenolformaldehidice caracterizate printr-un contact elastico-plastic coeficientul de frecare satisface dependența descrescătoare cu presiunea (4) atît sub forma exponențială cît și cea aproximativă lineară (fig. 5 *a* și *b*).

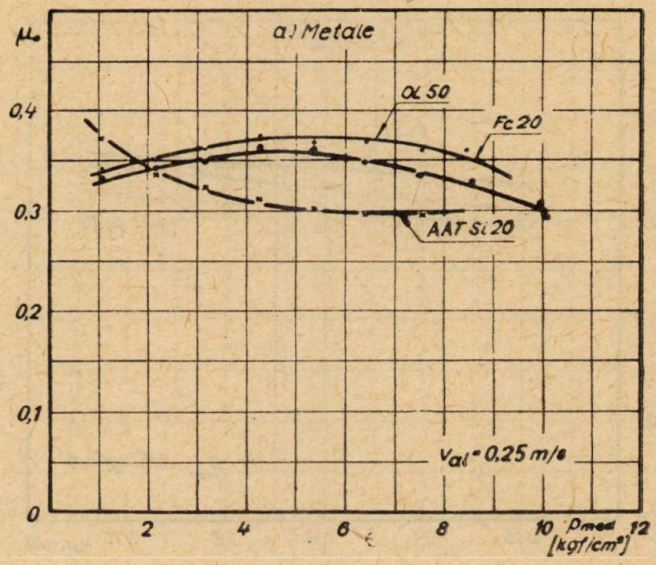
Viteza de alunecare are o influență mai redusă la roțile din metal decît pentru acelea din materiale fenolformaldehidice (fig. 6 *a, b*).

În acest caz se reproduce doar forma lineară aproximativă a relației (5) datorită domeniului restrîns de variație al vitezei de alunecare (specific transmisiilor prin curele).

Accidental transmisia poate funcționa și în condiții de mediu nefavorabil — umiditate mare sau ungerea flancurilor active ale curelei și roții — care s-au reprodus experimental.

Umiditatea produce trepidații puternice la roțile din fontă și oțel, care fac nestabilă funcționarea. Pentru roți din siluminiu și bachelită umiditatea conduce la creșteri substanțiale ale coeficientului de frecare.

Datorită presiunii de contact dintre flancurile profilului și canalul roții lubrifiantul este treptat expulzat și coeficientul de frecare tinde spre valorile obținute la funcționarea uscată. Menționăm însă că lubrifiantul are o acțiune dăunătoare asupra cauciucului.



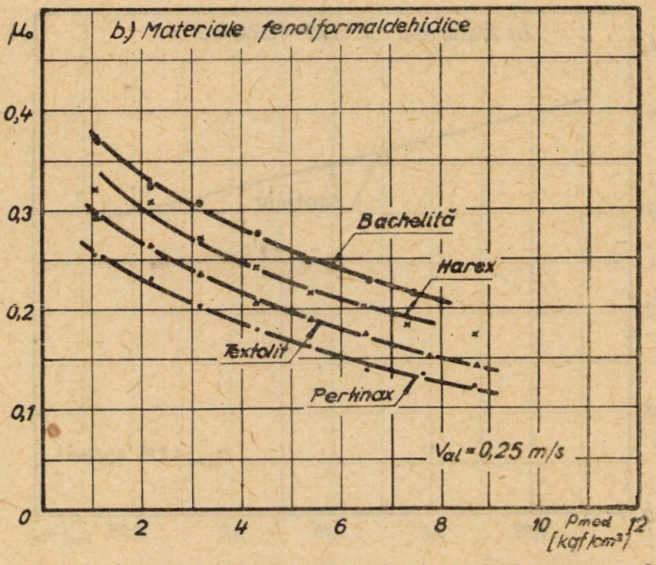
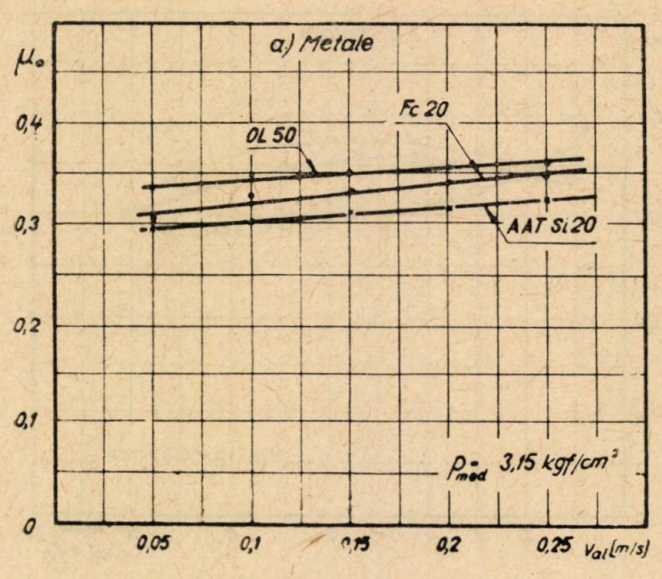


Fig. 5 *a, b.* Influenţa presiunii medii de contact asupra coeficientului echivalent de frecare la transmisiile prin curele trapezoidale.



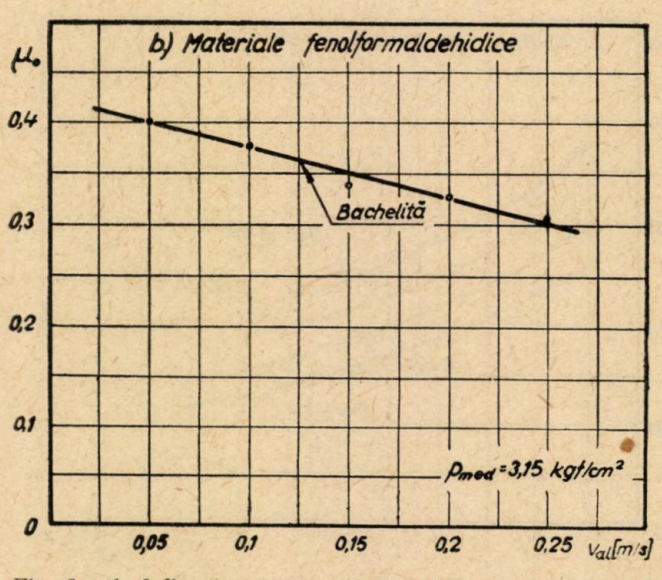


Fig. 6 *a*, *b*. Influenţa vitezei medii de alunecare asupra coeficientului echivalent de frecare la transmisiile prin curele trapezoidale.

Pe baza datelor experimentale obținute s-au stabilit dependențele dintre coeficientul echivalent de frecare μ_0 și parametrii principali p_{med}, v_{al} (tabelul 1).

Tabelul 1

Relații experimentale pentru coeficientul echivalent de frecare

	Natura materialului roții	Coeficientul de frecare în funcție de:				
		Presiunea medie în interv. $p_{med}=2{,}5\ldots 9{,}5$ kgf/cm² la $v_{al}=0{,}25$ m/s	Viteza de alunecare în interv. $v_{al}=0{,}05\ldots 0{,}25$ m/s $p_{med}=3{,}15$ kgf/cm²	Condițiile de funcționare (la $p_{med}=5$ kgf/cm² și $v_{al}=0{,}25$ m/s)		
				uscat	umed	uns
1	Oțel (OL50)	$\mu_0=0{,}336+0{,}156p-0{,}00156p^2$	$\mu_0=0{,}33+0{,}14\,v_{al}$	0,37	—	0,09...0,34
2	Fontă cenușie (Fc20)	$\mu_0=0{,}306+0{,}027p-0{,}00292p^2$	$\mu_0=0{,}3+0{,}2\,v_{al}$	0,35	—	0,2...0,284
3	Silumin (AATSi 20)	$\mu_0=0{,}83-0{,}455p^{0{,}08}$	$\mu_0=0{,}29+0{,}14\,v_{al}$	0,30	0,5	0,14...0,37
4	Bachelită	$\mu_0=0{,}425-0{,}028p$	$\mu_0=0{,}42+0{,}5\,v_{al}$	0,26	0,396	0,17 . 0,27
5	Harex	—	—	0,225	—	—
6	Textolit	—	—	0,2	—	—
7	Pertinax	—	—	0,17	—	—

3. CONCLUZII

Întrucît la transmisiile prin curele trapezoidale fenomenul de frecare are caracter nestaționar, experimental se poate defini doar un coeficient echivalent (convențional) de frecare.

Mărimea acestuia se poate determina numai printr-o modelare corespunzătoare a transmisiei, orice analogii conducîndu-ne la rezultate false.

Coeficientul de frecare echivalent μ_0 este o mărime variabilă determinată de parametrii fundamentali : natura materialelor în contact, presiunea medie și viteza de alunecare.

Dependențele obținute se aseamănă formal cu cele cunoscute din studiul general al frecării de alunecare uscată.

BIBLIOGRAFIE

1. Бантенев Г. М., Лаврентиева В. В., О закона трения при упругом контакте поверхностей, доклады А.Н. СССР Том 141/№ 2 1961.
2. Bussmann K. H., Probleme bei der Berechnung und der Gestaltung von Treibriemen und Riemenbetrieben, Riementriebe, Kettentriebe, Kupplungen, Vieweg-Braunschweig, 1954.

3. Иванов Е. А., *Ременные передачи,* Машгиз — Москва 1946.
4. Köhler-Rögnitz, Maschinenteile, Teil 2, Teubner Verlagsgesellschaft, Stuttgart, 1964.
5. Крагельский И В., Виноградова И. Э., *Коэффициенты трения,* Машгиз 1962.
6. Niemann G., *Maschinen Elemente,* Band 2, Springer-Verlag, Berlin, 1960.
7. Поляков В. С., *Детали машин,* Машгиз 1956.
8. Пронин Б. Б., *Клиноременные и фрикционные передачи и вариаторы,* Машгиз 1960.
9. Решетов Д. Н., Левина З. М., Каминская В. В., *Табличные расчеты деталей станков,* Машгиз 1952.
10. Roloff H., Matek W., Maschinenelemente, Normung, Berechnung, Gestaltung, Vieweg, Braunschweig, 1963.
11. Gheorghiu Nicolae, Marcus A., Balekics M., Influența materialului roții asupra capacității de tracțiune a transmisiilor prin curele trapezoidale, Comunicare științifică la sesiunea I.P.T., 1966.

О КОЭФФИЦИЕНТЕ ТРЕНИЯ В КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЕ

(РЕЗЮМЕ)

Коэффициент трения между ремнем и шкивом характеризуется в конечном итоге несущей способностью клиноременной передачи.

Параметры влияющие на коэффициент трения до настоящего времени ище не установлены полностью исследованиями проведенными в этом направлении.

В работе определяются экспериментальные соотношения между эквивалентным коэффициентом трения, скоростью скольжения, контактным давлением между ремнем и шкивом — соответственно материалом шкива.

Кроме того указывается на влияние некоторых случайных факторов как, влажность и попадание масла на рабочие поверхности ремня.

SUR LE COEFFICIENT DE FROTTEMENT DANS LES TRANSMISSIONS PAR COURROIES TRAPEZOÏDALES

(RÉSUMÉ)

Le coefficient de frottement entre le courroie et la poulie caractérise finalement la capacité de charge d'une transmission par courroies trapézoïdales.

Les paramètres qui influent sur le coefficient de frottement ne sont pas établis intégralement par les recherches actuelles.

Le travail détermine les corrélations expérimentales entre la valeur du coefficient conventionnel de frottement, le glissement ainsi, que la pression de contact entre la courroie et la poulie, pour différents materiaux de la roue.

Par ailleurs, on y présente les influences de certains facteurs accidentels comme l'humidité et la polution au lubréfiant des surfaces actives de la courroie.

STUDIUL EXPERIMENTAL AL PARAMETRILOR CONSTRUCTIVI ŞI FUNCŢIONALI AI MAŞINII DE FIBRAT FURAJE GROSIERE *)

DE

M. MODIGA, M. CAPROIU, I. IONESCU, N. IONESCU, I. DANILĂ, L. SCALEŢCHI

I. INTRODUCERE

Furajele grosiere ocupă un volum important în hrana animalelor.

In cazul în care aceste furaje se distribuie neprelucrate animalelor, se va realiza consumarea numai a frunzelor ceea ce reprezintă cca. 45% din totalul furajelor iar restul se va putea valorifica drept combustibil [1].

In cazul tocării furajelor înainte de distribuire, 30—35% din tulpini rămîn sub formă de ogrînji care pot provoca accidente animalelor, devenind improprii şi folosirii drept combustibil.

Pentru valorificarea completă a acestor nutreţuri este necesar deci ca înaintea distribuirii să se realizeze fibrarea lor.

Studiul experimental al procesului de fibrare trebuie să conducă la realizarea unor astfel de maşini care cu un consum minim de energie şi productivitate maximă să asigure prelucrarea furajelor celulozice cu o lungime de 0,25—4 m la o umiditate medie de cca. 40%, să permită fibrarea tulpinilor într-o proporţie de minimum 95% fără a fi necesar tocatul în prealabil al materialului, să asigure dimensiunea de segmentare pînă la lungimea maximă de 170 mm predominînd fracţiunile de 10—50 mm, iar grosimea fracţiunilor în urma fibrării să nu depăşească 5 mm. De asemenea să permită valorificarea furajului fibrat în proporţie de minimum 95% fie distribuit direct, fie prelucrat ulterior prin balotare, saramurare, opărire sau melasare [1], [7], [8].

Procesul de fibrare a furajelor grosiere a constituit obiectul de studiu al multor cercetări [2], [3], [4], [5]. In aceste cercetări însă nu s-a realizat corelaţia optimă între indicii de productivitate, energetici şi cei calitativi de lucru, în general procentul de fibrare fiind necorespunzător conform cerinţelor zootehnice.

---

*) Lucrare prezentată la sesiunea de comunicări ştiinţifice a cadrelor didactice I.P.T., din 18—20 martie 1966.

Studiul experimental al mașinii de fibrat realizată se referă la cercetarea parametrilor optimi constructivi și funcționali care să asigure o exploatare cît mai rațională cu indici energetici de productivitate și calitativi de lucru superiori.

II. CONSIDERAȚIUNI GENERALE

Procesul de fibrare poate fi asimilat cu procesul de treier, caracterizat însă printr-o deformare accentuată și realizată sub acțiunea fenomenului de lovire ce apare între organele active (barele cu cuie ale bătătorului ce au o mișcare de rotație determinată) și masa de material introdusă în aparatul de fibrare (a cărei viteză poate fi considerată egală cu zero față de viteza organelor active care este relativ mare).

Datorită faptului că furajele grosiere au elasticitatea redusă, ciocnirile dintre organele active ale aparatului de fibrat și masa de material au caracterul ciocnirilor dintre două corpuri neelastice.

Sub acțiunea lovirilor scurte repetate cît și sub acțiunea efectului de frecare ce are loc la trecerea furajului prin aparatul de fibrat, furajele se deformează fragmentîndu-se atît longitudinal cît și transversal.

Consumul de energie necesar procesului de fibrare este determinat cu ajutorul legilor de mecanică teoretică [6]:

1. Legea variației cantității de mișcare sau momentului cantității de mișcare.

2. Ecuația energiei cinetice.

Cu prima lege se determină forța și momentul lovirii iar cu a doua puterea necesară pentru deformarea produsului.

Notînd timpul dintre două lovituri consecutive cu Δt și considerînd alimentarea uniformă, masa de material Δm și viteza de lovire ωr, din egalitatea dintre impuls și cantitatea de mișcare pe care o primesc furajele în urma lovirii, forța de lovire va fi dată de relația :

$$F = \frac{\Delta m}{\Delta t} \cdot \omega r \tag{1}$$

iar momentul de lovire :

$$M = Fr = \frac{\Delta m \cdot r^2}{\Delta t} \cdot \omega = m' r^2 \cdot \omega \tag{2}$$

momentul de inerție al materialului $\Delta I'$ raportat la intervalul de timp va fi :

$$\frac{\Delta m \cdot r^2}{\Delta t} = \frac{\Delta I'}{\Delta t} \tag{3}$$

Variația momentului cantității de mișcare a rotorului, adică :

$$\frac{\Delta I'}{\Delta t} \cdot \omega = m' r^2 \omega = I(\omega_1 - \omega) \tag{4}$$

sau

$$\frac{\omega_1-\omega}{\omega}=\frac{m'r^2}{I} \tag{5}$$

De aici rezultă de asemenea că asigurarea unui mers mai uniform se realizează la o alimentare uniformă şi la un moment de inerţie mare al acestuia.

Puterea necesară pentru fibrarea materialului se determină folosind ecuaţia energiei cinetice :

$$P=\frac{q\cdot\omega^2\cdot r^2}{102g\,(1-f)} \tag{6}$$

Productivitatea maşinii de fibrat este în funcţie de construcţia organului alimentator şi de felul materialului folosit.

Această valoare poate fi determinată cu ajutorul relaţiei :

$$Q=3\,600\cdot Vm\cdot\varphi\cdot Bj\cdot hj\cdot\gamma m. \tag{7}$$

Calitatea fibrării depinde de mai mulţi factori printre care mai importanţi sînt :

a) parametrii constructivi şi funcţionali ai organelor active ale maşinii ;

b) natura furajului caracterizată prin proprietăţile fizico-mecanice şi gradul de umiditate al acestora.

Principalii parametri constructivi şi funcţionali care influenţează asupra procesului de fibrare sînt : gabaritele jghiabului de alimentare, dimensiunile şi turaţia uniformizatorului de alimentare, caracteristicile barelor şi cuielor de pe bătător şi contrabătător cît şi gabaritele organelor de evacuare ale materialului fibrat.

Proprietăţile fizico-mecanice ale furajului influenţează asupra procesului de fibrare prin rezistenţa pe care o opune la deformare respectiv fragmentare.

III. METODICA DE LUCRU

3.1. Schema tehnologică a maşinii de fibrat furaje

Maşina de fibrat furaje grosiere concepută de colectiv şi realizată pe bază de convenţie de colaborare în cadrul S.M.T. Cenei reg. Banat, este destinată fibrării furajelor grosiere uscate şi verzi, care se dau în hrana animalelor putînd fi utilizată şi pentru realizarea pastei din furajele bulborădăcinoase şi bostănoase.

Conform schemei organologice realizate procesul tehnologic de fibrare a furajelor grosiere se desfăşoară în felul următor :

Furajele de pe jghiabul de alimentare sînt transportate la gura de alimentare iar prin intermediul uniformizatorului de alimentare în interiorul aparatului de fibrare unde sub acţiunea concomitentă de lovire şi frecare, imprimată de organele active ale bătătorului şi contrabătătorului cu cuie se realizează mărunţirea atît transversală cît şi longitudinală a furajelor.

Datorită forţei centrifugale şi curentului de aer create de ventilator, produsele fibrate sînt aruncate din maşină prin intermediul conductei de refulare fie direct într-un siloz, sau într-un vehicol de transport.

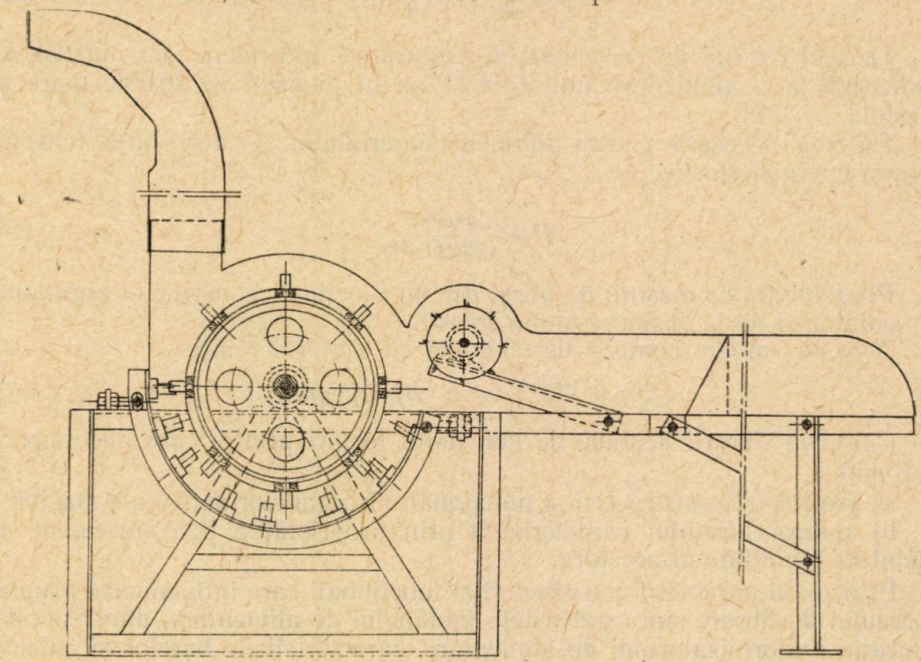


Fig. 1. Schema organologică a maşinii de fibrat furaje grosiere.

3.2. Rezultatele încercărilor experimentale

Încercările s-au executat în perioada septembrie-octombrie 1964 la Cooperativa Agricolă de producţie Cărpiniş deservită de S.M.T. Cenei reg. Banat. Ca material de fibrat s-a folosit coceni cu diferite grade de umiditate sau amestec de coceni cu furaje bostănoase.

Pentru stabilirea parametrilor celor mai corespunzători s-au avut în vedere două clase de umiditate :

— furaje uscate pînă la o umiditate de 30%,

— furaje umede cu o umiditate peste 30%.

Lungimea furajelor supuse fibrării a fost în medie de 1,8 m.

Reglările necesare stabilirii unui anumit regim de lucru s-au făcut înaintea fiecărei încercări.

Pentru fiecare probă s-au efectuat minimum 10 repetiţii.

În cadrul încercărilor s-a urmărit stabilirea :

a) indicilor de productivitate,

b) indicilor energetici,

c) indicilor calitativi de lucru.

a) Pentru prima grupă de indici s-au stabilit : debitul efectiv şi productivitatea orară efectivă.

Debitul efectiv a fost determinat în următoarele situații :

— pentru deschiderea dintre bătător și contrabătător 17 mm cît și pentru deschiderea de 25 mm. Pentru ambele situații s-a făcut variația de turație a bătătorului pentru următoarele trepte : 1 000, 1 100, 1 200 și 1 300 rot/min.

b) Indicii energetici care s-au determinat în timpul încercărilor se referă la :

— puterea necesară pentru mersul în gol,
— puterea necesară procesului de fibrare,
— consumul specific de energie.

În timpul încercărilor mașina a fost acționată de un electromotor cu puterea nominală de 14 kW, turația de 1 440 rot/min, cos $\varphi = 0{,}8$, iar puterea s-a măsurat atît la mers în gol cît și în sarcină cu următoarea aparatură :

— Wattmetru cu rezistență adițională 400 V,
— Ampermetru cu transformator de curent pînă la 50 A,
— Voltmetru cu rezistență adițională pînă la 450 V.

Măsurarea puterii în sarcină s-a făcut pentru cele două distanțe dintre bătător și contrabătător, 17 mm, respectiv 25 mm și cele patru trepte de turații ale bătătorului : 1 000, 1 100, 1 200 și 1 300 rot/min.

Consumul specific de energie s-a stabilit raportînd puterea necesară procesului de fibrare la unitatea de produs fibrat.

În fig. 2 pe abscisă s-a reprezentat variația turației (n) iar pe ordonată la diferite scări s-au reprezentat puterea necesară pentru mersul în gol (P_g) consumul specific de energie (E), puterea necesară pentru acționare (P) și productivitatea efectivă (Q).

Se observă că productivitatea mașinii crește pronunțat cu turația bătătorului pînă la turația de 1 200 rot/min și mai neînsemnată între 1 200 și 1 300 rot/min.

Limitele de variație ale productivității sînt 1 450 și 1 850 kg/h. Pentru deschiderea maximă dintre bătător și contrabătător valorile obținute sînt superioare față de valorile obținute la distanța minimă dintre bătător și contrabătător.

Puterea consumată crește o dată cu creșterea turației în limitele de variație cca. 11,4—13,6 kW, valorile optime obținîndu-se pentru deschiderea minimă.

Consumul specific de energie descrește pînă la turația de 1 200 rot/min și crește între 1 200—1 300 rot/min. Aceasta indică turația optimă de 1 200 rot/min la care și indicii de productivitate au valorile cele mai corespunzătoare.

c) Indicii calitativi de lucru s-au determinat în laborator și se referă la :

— procentul de fibrare a produselor prelucrate față de masa totală ;
— lungimea fracțiunilor componentelor masei de prelucrat ;
— ponderea lungimilor particulelor fragmentate.

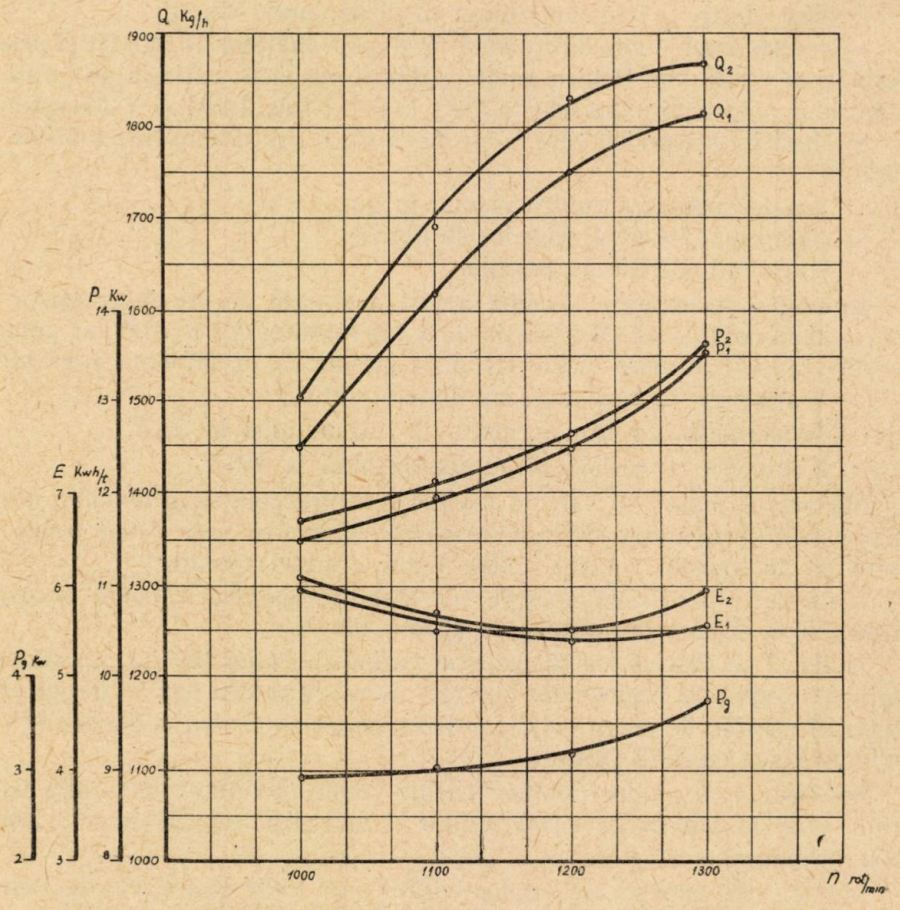


Fig. 2. Variaţia indicilor energetici şi de productivitate.

Pentru diferitele trepte de turaţii (1 000, 1 100, 1 200 şi 1 300 rot/min) la cele două distanţe 17 şi 25 mm dintre bătător şi contrabătător s-a făcut determinarea indicilor calitativi pentru materialele cu două grade de umiditate, sub 30% şi peste 30%.

Probele luate au fost sortate în cele 3 componente: tulpini, frunze, pănuşi. Conform cerinţelor zootehnice materialul consumabil este compus din frunzele şi pănuşile pînă la 170 mm lungime cît şi tulpinile fragmentate cu o grosime de maximum 5 mm. Procentul de fibrare reprezentînd tocmai cantitatea procentuală ale acestor fragmente faţă de întreaga masă de fibrat.

In fig. 3 pe abscisă s-a reprezentat variaţia turaţiei (n) în trepte, iar pe ordonată variaţia procentului de fibrare pentru cele două deschideri (D_1D_2) şi clase de umiditate (U_1U_2).

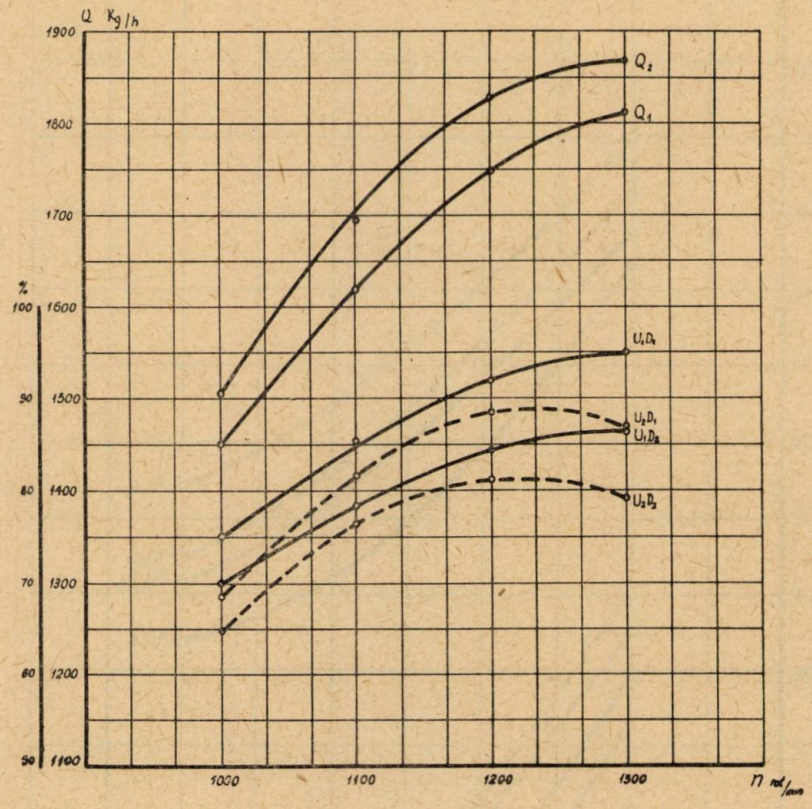


Fig. 3. Variația procentului de fibrare.

Se observă că procentul de fibrare crește o dată cu creșterea turației pînă la 1 200 rot/min. Între 1 200 și 1 300 rot/min procentul de fibrare crește pentru furajele cu o umiditate sub 30% și scade pentru cele cu umiditate peste 30%, crescînd alunecarea.

Limitele de variație ale procentului de fibrare sînt între 65—95%.

Pentru a se umări corelația dintre indicii de productivitate și procentul de fibrare tot în acest grafic s-a reprezentat și variația productivității.

În fig. 4 se arată variația lungimilor fracțiunilor pănușilor, frunzelor și tulpinilor pentru treptele de turație a bătătorului (n_1n_2, n_3n_4) și pentru cele două distanțe dintre bătător și contrabătător (D_1D_2) și cele două clase de umiditate (U_1U_2).

Se observă că lungimea fracțiunilor crește o dată cu creșterea turației cel mai pronunțat fiind în cazul frunzelor și cel mai puțin în cazul tulpinilor. Valori mai mici obținîndu-se în cazul deschiderii minime și umidității minime.

Variația descreșterii lungimii este pronunțată pînă la turația bătătorului de 1 200 rot/min și mai neînsemnată între 1 200 și 1 300 rot/min.

Ca limite de variație pentru tulpină sînt cca. 10—70 mm, pentru frunze 12—100 mm iar pentru pănuși 95—160 mm.

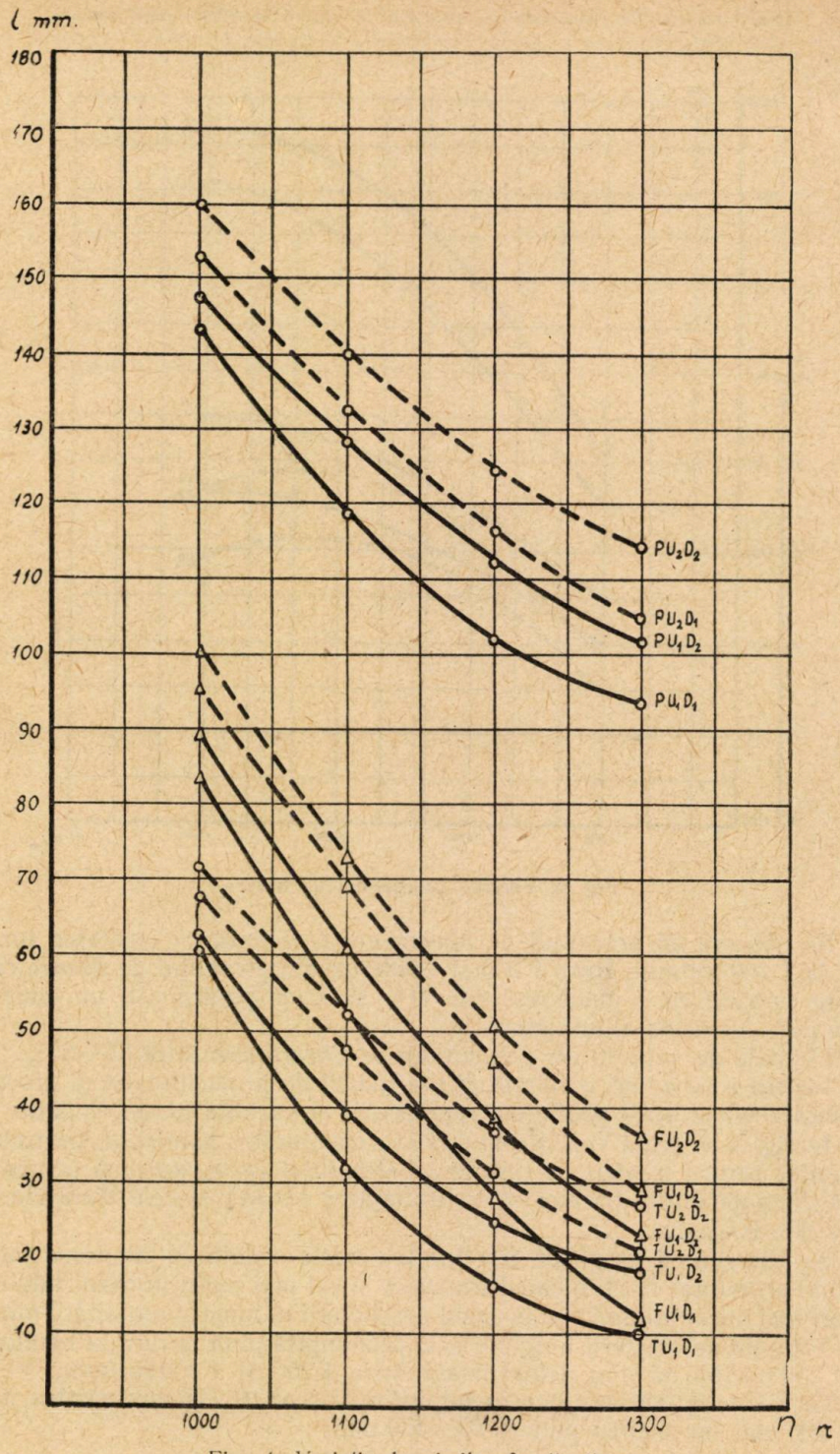


Fig. 4. Variația lungimilor fracțiunilor.

În fig. 5 este indicată pentru turaţia de 1 200 rot/min ponderea procentuală a fracţiunilor fibrate.

Se observă în general că variaţia lungimii fracţiunilor se face între 0—170 mm, iar ponderea cea mai mare 50%, o reprezintă fracţiunile ce au lungimi între 10—50 mm.

Pentru aprecierea modului în care se consumă de către animale produsele fibrate, s-au luat o serie de probe obţinute pentru diferite regimuri de lucru care s-au dat în hrana animalelor în cantităţi de 3—6 kg conform relaţiilor stabilite de normele în vigoare şi repartizate pe tainuri în funcţie de programul de lucru din ferma zootehnică a C.A.P.

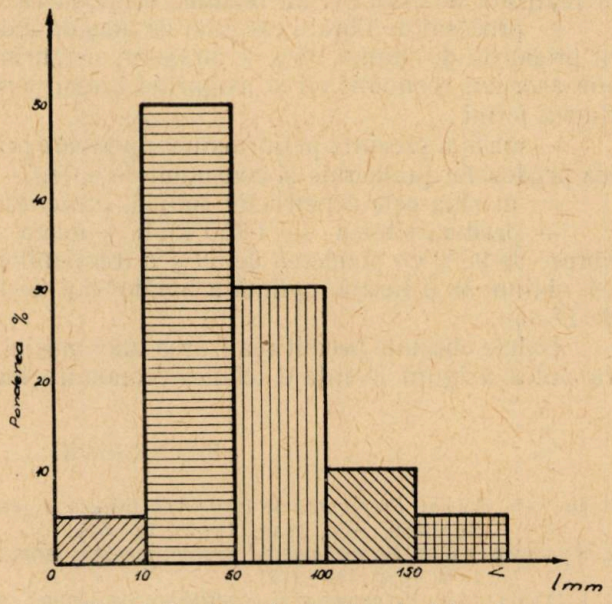


Fig. 5. Ponderea fracţiunilor după lungime.

În acest scop s-au stabilit :

— un lot de 25 vaci cărora s-a administrat drept hrană materialul fibrat sub forma de trei variante :

a) direct obţinut de la maşina de fibrat fără amestec cu alte produse,
b) materialul fibrat amestecat cu pastă de bostănoase,
c) materialul fibrat saramurat.

Această administrare a hranei s-a efectuat timp de 30 zile notîndu-se cantitatea consumată.

Pentru prima variantă cantitatea consumată a fost de 97%, pentru cea de-a doua 98% iar pentru a treia 99% faţă de cantitatea administrată.

IV. APRECIEREA ECONOMICĂ

În cazul folosirii materialului neprelucrat pentru furajarea animalelor se consumă numai 45% restul de 55% neconsumat se poate valorifica sub formă de combustibil. În cazul prelucrării furajelor prin fibrare creşterea procentuală a furajului consumat este de 50%.

Comparînd costul fracţiunilor consumate pentru cele două cazuri ţinînd seama de suma recuperată prin valorificarea combustibilului cît şi de cheltuielile pentru prelucrarea furajelor prin fibrare, obţinem o reducere a valorii unităţii de produs cu 41% şi totodată avantajul consumării furajelor în proporţie de minim 95%.

V. CONCLUZII

Din studiul experimental al maşinii de fibrat furaje grosiere, concepută şi realizată de colectiv, au rezultat următoarele :

— procesul de fibrare executat de maşina încercată permite valorificarea în proporţie de minim 95% a furajelor, asigurînd astfel avantaje mari atît sub aspectul economic cît şi asigurînd hrana permanentă şi calitativă în tot timpul iernii ;

— maşina prezintă performanţe superioare privind productivitatea, calitatea produselor prelucrate şi consumul de energie, faţă de maşinile existente ;

— maşina este constructiv simplă, prezentînd siguranţă în exploatare ;

— productivitatea de 1 750 kg/h, puterea de 12,5 kW, procentul de fibrare de 95% cu ponderea de 50% a fracţiunilor între 10—50 mm lungime, s-a obţinut la o turaţie optimă a bătătorului de 1 200 rot/min şi deschiderea de 17 mm.

Datele obţinute permit realizarea unei maşini care introdusă în producţie va putea asigura avantaje tehnico-economice importante.

BIBLIOGRAFIE

1. Dr. Gh. Băia, *Prepararea şi aprecierea tehnică a furajelor*, Ed. Agro-Silvică de Stat, Bucureşti, 1954, (pag. 24—26, 52—54).
2. Spravocinic, *Po mehanizaţii jivotnovodceskih ferm*, Novosibirscoe Knijnoe izdatelstvo 1963, (pag. 112—114).
3. I. Dimitriu, *Mecanizarea şi electrificarea zootehniei*, vol. II, Litografia Învăţămîntului, Bucureşti, 1957, (pag. 443—445).
4. Erdei-Klinger, *Az állattenyesztés gépei*, Mezőgazdasági Kiad., Budapest, 1955 (pag. 98—102).
5. Analele I.C.M.A., vol. III, pag. 92—104.
6. M. N. Letoşnev, *Maşini Agricole*, Ed. Agro-Silvică de Stat, 1959, (pag. 423—453).
7. P. Mănişor, D. Onofrei, *Mecanizarea lucrărilor de pregătirea hranei în zootehnie*, Ed. Agro-Silvică de Stat, 1962 (pag. 42—50).
8. P. Mănişor, *Mecanizarea lucrărilor de însilozare*, Ed. Agro-Silvică de Stat, 1958, pag. 14—19).

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ФУНКЦИОНАЛЬНАЫХ ПАРАМЕТРОВ МАШИНЫ ДЛЯ ФИБРИРОВАНИЯ ГРУБОГО ФУРАЖА

(РЕЗЮМЕ)

Работа содержит в себе теоретическое и экспериментальное исследование процесса фибрирования грубых фуражей.

Экспериментальное исследование проводились при помощи машины фибрирования, созданной авторами, с которой получены энергетические, производительные и качественные показатели, высшие по сравнению с показателями подобных машин.

Полученные результаты оправывают необходимость её введения в производство.

VERSUCHSSTUDIUM ÜBER KONSTRUKTION UND FUNKTIONS-PARAMETERN DER ZERFASERUNGSMASCHINE FÜR STENGELFUTTER

(ZUSAMMENFASSUNG)

Die Arbeit umfasst ein teoretisches Versuchsstudium über das Zerfaserungsverfahren bei Stengelfutter. Die Versuche wurden mit der von den Verfassern entworfenen Zerfaserungsmaschine ausgeführt, wobei die qualitative Leistungsfähigkeit, Energetikindex und wirtschaftliche Vorteile, im Vergleich ähnlicher Maschinen verbessert wurden.

Die Einführung dieser Maschine in die Produktion, wird von den vorteilhaften Ergebnissen verlangt.

CONTRIBUȚII LA STABILIREA REGIMULUI OPTIM DE DEPLASARE AL AGREGATELOR DE SEMĂNAT

DE

A. ȘANDRU, L. SCALEȚCHI, I. NICU

1. CONSIDERAȚII GENERALE

În perioada de toamnă cînd volumul de lucrări privind recoltarea porumbului și a plantelor tehnice este mare, se execută pregătirea terenului și însămînțarea cerealelor păioase. Pentru executarea la timp a lucrărilor arătate se folosește un număr mare de tractoare și mașini agricole. Numărul de tractoare folosit în perioada de toamnă poate fi micșorat prin formarea agregatelor cu o productivitate mărită și un consum redus de combustibil.

Productivitatea mărită a agregatelor de semănat cereale păioase se poate obține prin mărirea lățimii de lucru sau a vitezei de deplasare. Deoarece la agregatele de semănat viteza de lucru este limitată la 7—9 km/h[2], pentru mărirea productivității este necesar să se modifice lățimea de lucru.

O dată cu mărirea lățimii de lucru se mărește și lungimea curbei descrise de centrul agregatelor în timpul întoarcerii și de aceea manevrarea lor la capetele parcelelor este dificilă.

Avînd în vedere dezavantajele agregatelor cu lățime mare de lucru, s-au făcut studii și cercetări experimentale în legătură cu stabilirea agregatelor optime ce se pot forma cu tractoarele U-650(651) și mașinile de semănat SU-29.

Pentru formarea agregatelor cu două și trei mașini de semănat se folosesc dispozitive de cuplare.

Dispozitivul de cuplare pentru două mașini de semănat este tractat [3] iar dispozitivul de cuplare pentru trei mașini de semănat este purtat în părțile laterale ale tractorului U-651. Pentru a analiza comportarea în condițiile de exploatare a agregatului format cu 3 mașini de semănat, s-a realizat o construcție originală a dispozitivului de cuplare.

2. ANALIZA DISPOZITIVULUI DE CUPLARE UTILIZAT PENTRU AGREGATELE FORMATE DIN TRACTORUL U-651 ȘI TREI MAȘINI DE SEMĂNAT SU-29

2.1. Construcția dispozitivului de cuplare

Pentru agregatele formate din tractorul U-651 și 3 mașini de semănat, s-a proiectat un dispozitiv de cuplare care permite atașarea a două mașini în părțile laterale ale tractorului și a unei mașini în spatele tractorului.

La realizarea dispozitivului de cuplare, s-a impus condiţia ca lungimea traiectoriei descrise de centrul agregatului format cu 3 semănători să fie mai mică decît cea care se obţine la agregatul format cu o singură semănătoare sau cu două maşini de semănat. Această condiţie a putut fi îndeplinită numai în urma stabilirii poziţiei optime de cuplare a semănătorilor în părţile laterale ale tractorului. Poziţia cea mai favorabilă se obţine numai în cazul cînd axele de rotaţie ale roţilor celor două maşini de semănat dispuse lateral, se situiază în planul vertical ce trece prin axa de rotaţie a roţilor motoare ale tractorului.

Dispozitivul de cuplare a maşinilor de semănat dispuse în părţile laterale ale tractorului este indicat în fig. 1.

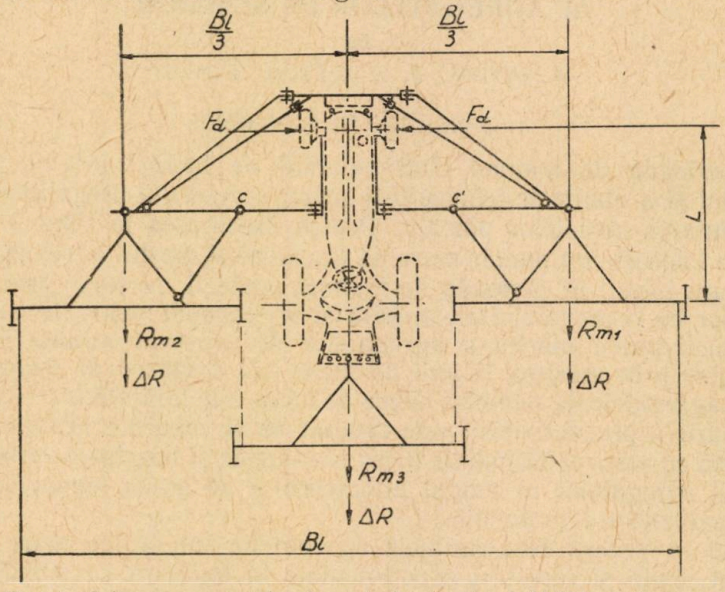


Fig. 1. Schema agregatului format din tractorul U-651 şi 3 maşini de semănat SU-29.

2.2. Stabilitatea în timpul lucrului a agregatului format din tractorul U-651 şi trei maşini de semănat SU-29

In timpul deplasării, asupra agregatului acţionează forţele indicate în fig. 1. Pentru ca agregatul să aibă un mers stabil în timpul lucrului, este necesar să fie satisfăcută condiţia :

$$\sum M_0 = (R_{m_1} \pm \Delta R)\frac{B_1}{3} - (R_{m_2} \pm \Delta R)\frac{B_1}{3} - F_d L = 0 \qquad (1)$$

Cu suficientă aproximaţie forţele medii de rezistenţă la tracţiune a maşinilor agricole pot fi considerate egale, adică :

$$R_{m_1} = R_{m_2} = R_{m_3}$$

Datorită microreliefului şi a neomogenităţii solului, forţa de rezistenţă la tracţiune a maşinilor agricole variază în limitele $\pm\Delta R$.

Situația cea mai defavorabilă pentru stabilitatea agregatului apare cînd variația forței de rezistență ΔR este pozitivă la semănătoarea cuplată în dreapta tractorului și negativă la semănătoarea cuplată în stînga tractorului, sau negativă la semănătoarea cuplată în dreapta tractorului și pozitivă la semănătoarea cuplată în stînga tractorului. În acest caz relația (1) devine:

$$2\Delta R \frac{B_1}{3} - \mu_d G_1 L = 0$$

sau

$$F_d \geqslant \frac{2B_1}{3L} \Delta R.$$

Deoarece L și B_1 pentru un anumit agregat au valori constante, rezultă că forța de rezistență la derapare F_d este direct proporțională cu ΔR. Din experiențele efectuate pe un teren plan cu sol mijlociu și greu, a rezultat că la agregatul format din tractorul U-651 și 3 mașini de semănat SU-29 forța de rezistență la derapare are o valoare suficient de mare, pentru ca stabilitatea agregatului în timpul lucrului să fie bună.

În cazul terenului prevăzut cu pante, datorită variației forței de rezistență ΔR, deraparea roților din față a tractorului U-651 este mai mare și din această cauză nu se pot realiza rîndurile drepte în timpul semănatului.

Forța de derapare F_d depinde de coeficientul de derapare și greutatea G_1 repartizată pe roțile din față.

La tractoarele la care roțile din față nu sînt motoare, greutatea G_1 și coeficientul μ_d are valori mai mici iar deraparea este mai mare. De aceea tractorul U-650 nu poate fi folosit pentru formarea agregatelor cu 3 semănători.

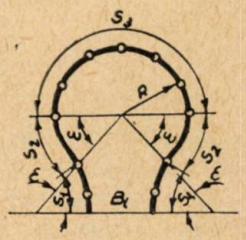
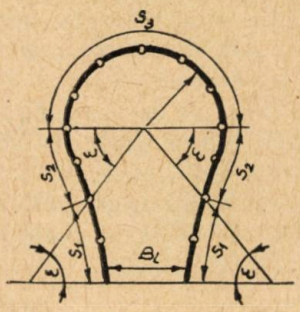
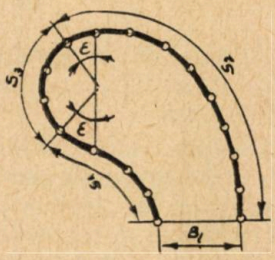
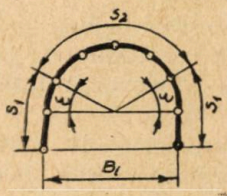
3. STUDIUL METODELOR DE DEPLASARE ALE AGREGATELOR DE SEMĂNAT CEREALE PĂIOASE

Agregatele de semănat cereale păioase se deplasează de obicei după metoda în suveică cu întoarceri la capetele postatelor în formă de buclă sau semicirculară.

Lungimea curbelor obținute în timpul întoarcerilor la capetele postatelor, are o mare influență asupra productivității agregatelor. Deoarece lungimea întoarcerilor la capetele postatelor depinde în mare măsură de parametrii constructivi ai agregatului, s-au studiat curbele descrise de centrul agregatelor formate din tractorul U-650(651) și una, două sau trei mașini de semănat.

Pentru studiul curbelor descrise de fiecare din cele 3 agregate s-au măsurat coordonatele punctelor caracteristice, care reprezentate grafic, au permis construirea traiectoriei urmărite de centrul agregatului în timpul întoarcerii.

Caracteristicile metodelor de întoarcere ale agregatelor de semănat cereale păioase sînt indicate în tabelul 1.

Felul agregatului	Denumirea metodei de întoarcere	Schema metodei de întoarcere
Tractorul U-650 cu o semănătoare SU-29	în formă de buclă	
Tractorul U-650 cu două semănători SU-29	în formă de buclă simetrică	
Tractorul U-650 cu două semănători SU-29	în formă de buclă asimetrică	
Tractorul U-651 cu 3 semănători SU-29	semicirculară	

Tabelul 1

Valoarea coeficientului C, m²	Raza minimă de întoarcere R_{min}	Lățimea de lucru a agregatului B_l, m	Lungimea curbei de întoarcere $l=\varnothing C$, m	Lățimea zonei de întoarcere E, m
23,7	5,0	3,625	$l=\frac{4C}{R}+\pi R+2e$	$E=2{,}5R+\frac{B_l}{2}+e$
47	6,7	7,250	$l=\frac{4C}{R}+\pi R+2e$	$E=3R+\frac{B_l}{2}+e$
95	5,0	7,250	$l=(4\div 5)\sqrt{C}+2e$	$E=4R+\frac{B_l}{2}+e$
30,25	5,5	10,875	$l=\frac{C}{R}+\pi R+2e$	$E=1{,}5R+\frac{B_l}{2}+e$

Din analiza unui număr mare de curbe obţinute în timpul întoarcerii, a rezultat că agregatul îşi schimbă direcţia de deplasare din linie dreaptă în linie curbă. Trecerea de la linie dreaptă spre linie curbă nu se poate face brusc şi de aceea raza de întoarcere a agregatului se micşorează de la $R=\infty$ pînă la o valoare constantă R_{min}. Urmează apoi o porţiune a curbei cînd raza este constantă, după care agregatul trece de la linia curbă spre o linie dreaptă.

Dacă se consideră că viteza unghiulară şi de translaţie a agregatului sînt constante [1], se poate admite că în prima fază a întoarcerii, centrul agregatului descrie o curbă foarte apropiată de clotoidă.

Clotoida se caracterizează prin aceea că raza fiecărui punct al curbei este invers proporţională cu lungimea arcului. De aceea produsul dintre lungimea traiectoriei parcurse şi raza de întoarcere are o valoare constantă, adică :

$$\frac{LV}{\omega}=RS=C \tag{2}$$

unde : L este ampatamentul tractorului ;
v — viteza de deplasare a agregatului ;
ω — viteza unghiulară cu care se întoarce agregatul ;
R — raza de întoarcere a tractorului ;
S — lungimea curbei.

Analizînd traiectoriile descrise în timpul întoarcerii din tabelul 1, se constată că cea mai mică lungime a traiectoriei se obţine la agregatul format din tractorul U-651 şi 3 maşini de semănat iar cea mai mare se obţine la agregatul format din tractorul U-650(651) şi 2 maşini de semănat. Lungimea traiectoriei descrise de centrul agregatului format din tractorul U-650 şi 1 maşină de semănat, este mai mare decît la agregatul format din tractorul U-651 şi 3 maşini de semănat.

După determinarea experimentală a lungimii curbelor indicate în tabelul 1, a apărut necesitatea stabilirii unor relaţii de calcul în vederea generalizării fenomenului.

Folosind proprietăţile clotoidei şi datele experimentale, rezultă relaţiile pentru calculul lungimii curbelor descrise în timpul întoarcerii agregatelor.

Astfel lungimea curbei descrise în timpul întoarcerii de centrul agregatului format din tractorul U-651 şi 3 maşini de semănat este :

$$l=2S_1+S_2=\frac{2C}{R_{min}}+R_{min}(\pi-2\varepsilon)=\frac{C}{R_{min}}+\pi R_{min}. \tag{3}$$

Pentru determinarea unghiului ε în funcţie de S se stabileşte lungimea elementară $dS=Rd\varepsilon$. Prin înlocuirea razei minime R_{min} a agregatului prin coeficientul C şi lungimea corespunzătoare a arcului S se obţine :

$$dS=\frac{C}{S}d\varepsilon$$

sau

$$d\varepsilon=\frac{SdS}{C}. \tag{4}$$

În urma integrării relației (4) se obține:

$$\varepsilon = \frac{1}{C}\int_0^{S_1} SdS = \frac{S_1^2}{2C} = \frac{V^2t^2}{2C}.$$

Celelalte relații din tabelul 1 s-au stabilit după aceeași metodică, ca și la stabilirea relației (3).

Pentru a scoate în evidență metoda de deplasare optimă a agregatelor, s-au reprezentat curbele de variație a coeficientului de folosire a curselor de lucru φ pentru diferite metode de întoarcere din fig. 2, în funcție de lungimea parcelei.

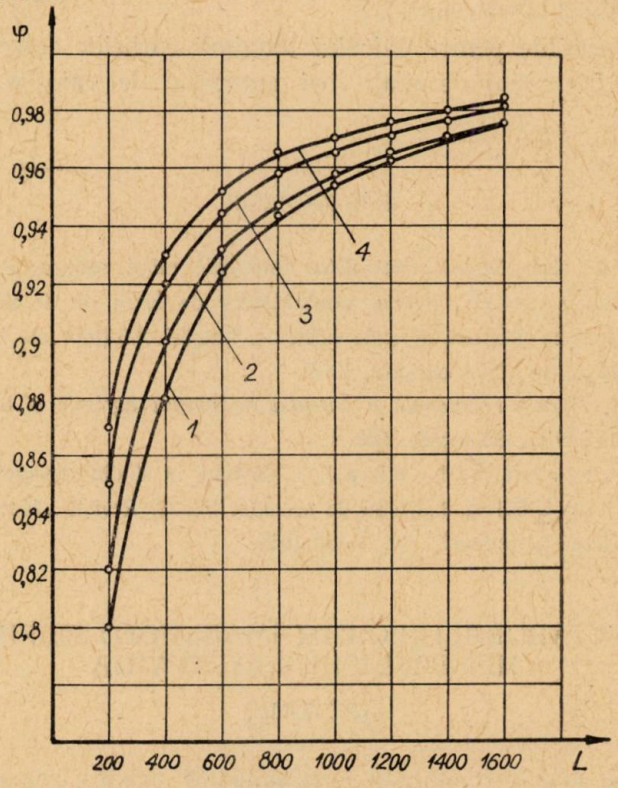


Fig. 2. Variația coeficientului de folosire a curselor de lucru φ în funcție de lungimea postatelor.

Din analiza curbelor reprezentate în fig. 2 rezultă că metoda de întoarcere optimă este realizată la agregatul format din tractorul U-651 și 3 mașini de semănat SU-29 (curba *4*). Curba *2* se referă la agregatul format din două semănători cu întoarceri în formă de buclă asimetrică iar curba *3* reprezintă variația coeficientului φ în funcție de L pentru întoarceri în formă de buclă simetrică. Curba *1* se referă la agregatul format cu o singură semănătoare.

CONCLUZII

Analizînd regimul de deplasare al agregatelor de semănat cereale păioase, rezultă că pe un teren plan agregatul care realizează productivitatea cea mai mare este format din tractorul U-651 şi 3 maşini de semănat SU-29. Productivitatea maximă a agregatului este determinată de construcţia deosebită a dispozitivului de cuplare.

Lungimea curbelor descrise de centrul agregatului este minimă la agregatul format din 3 semănători.

Relaţiile stabilite pentru calculul lungimii curbelor descrise în timpul întoarcerilor, dau rezultate mult mai apropiate de valorile obţinute experimental.

BIBLIOGRAFIE

1. Iofinov S. A., *Tehnologhia proizvodstva tractornîh rabot*, selihozghiz, Moskva, 1959.
2. Săplăcan L. şi colab., Studiul posibilităţilor de lucru ale tractorului U-650, în agregat cu maşinile agricole existente. Lucrări ştiinţifice ale I.C.M.A., vol. IX, Redacţia revistelor agricole, 1965.
3. Şandru At., *Folosirea raţională a parcului de maşini agricole şi tractoare*, Editura Agro-Silvică, Bucureşti, 1966.
4. Şandru At., Scaleţchi L., Nicu I., Contribuţii la studiul agregatelor formate din tractorul U-651 şi 3 maşini de semănat SU-29. Revista „Mecanizarea şi electrificarea agriculturii", nr. 9, din 1965.

К УСТАНОВЛЕНИЮ ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖИМА ПЕРЕМЕЩЕНИЯ АГРЕГАТОВ

(РЕЗЮМЕ)

В работе рассмотривается оптимальный режим перемищения сеятельных агрегатов. Предлагается новая конструкция сцепления для трех сеялок.

Применяя такое сцепление получается наибольший коэффициент использования рабочего хода, при уменшении холостого хода. Длину холостого хода можно было уменьшить благодара созданию агрегата в раме которого машины устанавлеваются по бокам трактора так чтобы оси вращения колес находились в вертикальной плоскости проходящей через ось вращения движущих колес трактора.

CONTRIBUTIONS À L'ÉTABLISSEMENT DU RÉGIME OPTIMUM DE DÉPLACEMENT DES AGRÉGATS À ENSEMENCEMENT

(RÉSUMÉ)

Dans ce travail on analyse le régime optimum de déplacement des agrégats à ensemencement. On y présente une nouvelle construction du dispositif d'accouplement pour trois semoirs.

En utilisant le dispositif d'accouplement pour trois semoirs on réalise le plus grand coefficient d'utilisation des courses de travail, comme suite à la diminution de la longueur des déplacements à vide au bout des parcelles. La longueur des déplacements à vide a pu être diminuée grâce à la réalisation de l'agrégat ; les machines disposées sur les parties latérales de ce dermier sont emplacées de machière que leurs axes de rotation se situent dans le plan vertical qui passe par l'axe de rotation des roues motrices du tracteur.

CONTRIBUȚII LA LIPIREA ELECTRICĂ PRIN PRESIUNE A ALAMEI CU ARGINT

DE

D. BOTH

Lipirea este o asamblare eterogenă a două piese metalice care se poate realiza :

a) Cu ajutorul unui metal de aport, care are o temperatură de topire inferioară temperaturii de topire a metalelor pieselor ce se asamblează. Rezistența legăturii depinde de metalul de adaos folosit, de compoziția și rezistența metalului de bază, forma și starea suprafeței legăturii, fluxul utilizat și tehnica de execuție a îmbinării.

b) Prin formarea unui eutectic (dacă aceasta este posibilă) între metalele celor două piese.

Scopul prezentei lucrări a fost stabilirea unei tehnologii pentru lipirea unor elemente de contact din argint pe suport de alamă, prin metoda sudării electrice prin presiune, deoarece în prezent mai sînt întreprinderi care îmbină aceste elemente de contact prin lipitură moale cu aliaj Lp. 40.

S-a constatat că dacă metalele cupru și argint se aduc în contact intim și se încălzesc la o temperatură apropiată de cea a eutecticului, atomii migrează prin difuziune dintr-un metal în altul pentru a forma eutecticul în zona de contact [1]. O dată cu solidificarea eutecticului se formează o legătură (lipitură) între cele două metale. Diagrama din fig. 1 confirmă cele afirmate mai sus. Eutecticul între cupru și argint se formează la temperatura de 780 °C, și are următoarea compoziție, 72% Ag și 28% Cu.

Se observă că eutecticul se formează și atunci cînd cuprul este înlocuit cu alamă [2].

Reperele care au fost studiate fac parte din subansamblele duliei pentru corp de iluminat pînă la 100 W—250 V (capsulat antideflagrant).

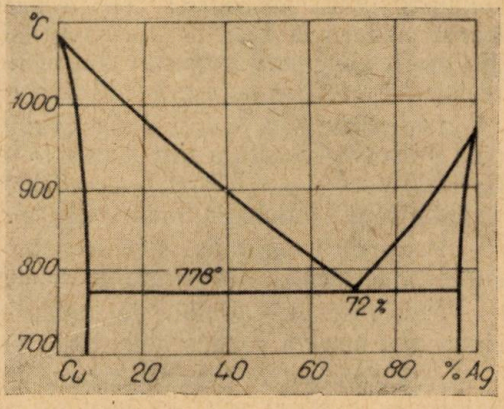


Fig. 1. Diagrama de echilibru cupru-argint.

În fig. 2, *a*, se arată contactul central confecționat din alamă trasă Am 58, care primește la cele două capete cîte o placă de argint (de 6 mm respectiv de 3 mm diametru și de 0,8 mm grosime), iar lamele din fig. 2, *b*, executate din bandă de bronz laminat primesc tot o placă de argint de 6 mm diametru.

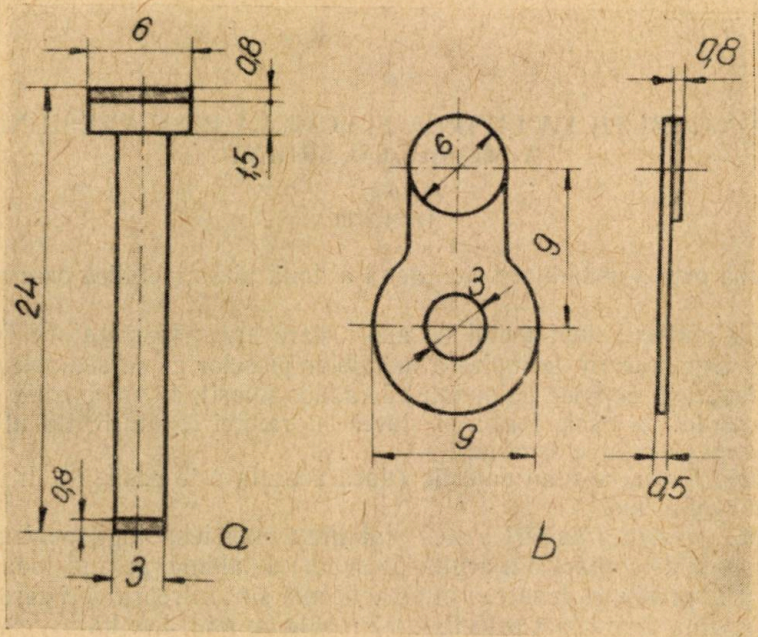


Fig. 2. Elemente de contact:
a — contact central; *b* — lamela de contact.

Încălzirea pieselor cu curent electric au cauzat dificultăți din cauza conductibilității electrice și termice mari ale acestor metale. Pentru concentrarea căldurii la locul de lipit, s-au folosit niște inele și cuie confecționate din grafit (ϕ 6 mm) respectiv din wolfram (ϕ 3 mm), care au ridicat local rezistența electrică necesară încălzirii pieselor în contact.

În figurile 3, *a*, *b*, *c* și *d* sînt arătate dispozitivele folosite la lipire. Mașina de sudat folosită a fost marca BOSVA cu caracteristicile: $P = 10$ kVA; $U_1 = 220$ V; $U_{2\,max} = 3{,}3$ V; $I_{2max} = 3\,300$ A, existentă în laboratorul catedrei de Utilajul și Tehnologia Sudării Electrice a Institutului Politehnic Timișoara.

Parametrii regimului de lucru sînt: presiunea pe suprafața de contact, curentul de încălzire și durata de încălzire.

Presiunea pe suprafața de contact a fost aleasă de 0,2 kgf/mm^2. O presiune mai mare a produs deformația pronunțată a metalelor în contact.

Avînd în vedere interdependența strînsă între curentul de lipire (I_l) și durata de încălzire (t_l), s-a întocmit prin măsurători diagrama din fig. 4, care arată variația curentului de încălzire în funcție de durata de încălzire,

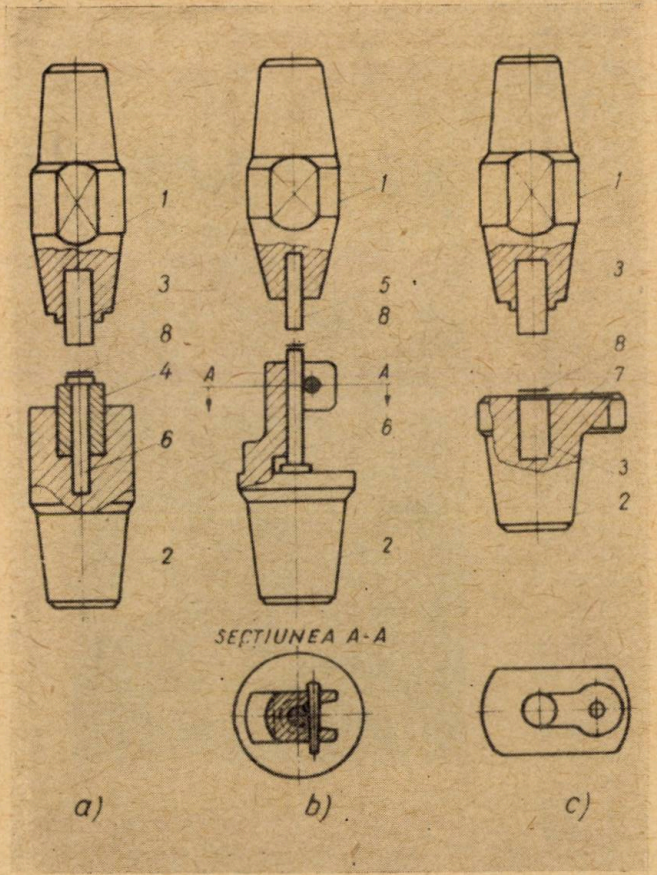


Fig. 3. Dispozitive folosite la lipire :
a — contact central de ∅ 6 mm; *b* — contact central ∅ 3 mm; *c* — lamela de contact.

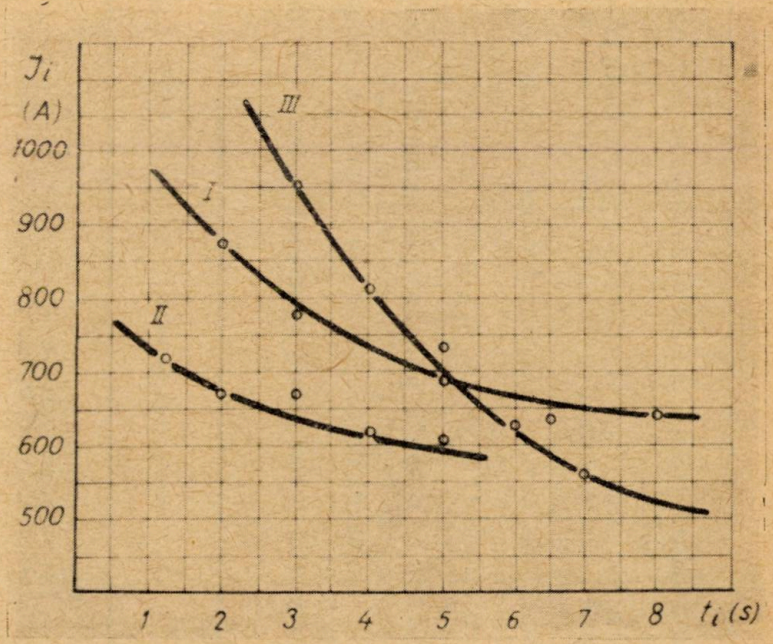


Fig. 4. Variația curentului de lipire în funcție de durata de încălzire :
I — lamela contact de 6 mm diametru; *II* — contact central de 6 mm diametru; *III* — contact central de 3 mm diametru; temperatura de lipire pentru cele trei cazuri a fost cca. 780 °C; presiunea specifică de apăsare 0,20 kgf/mm².

pentru o valoare constantă a forței de apăsare și o temperatură de încălzire de cca 780 °C [2].

Din diagrama (fig. 4) rezultă că pentru toate cazurile obținerea temperaturii de lipire, durata de încălzire, se micșorează cu creșterea curentului de încălzire și invers.

Modul de lucru. După introducerea reperului în dispozitiv, așezarea plăcuței de argint și aplicarea electrodului de contact, se apasă asupra plăcuței cu o forță (F_a) înainte determinat și care depinde de mărimea suprafețelor de contact, și se închide circuitul curentului de încălzire. Prezența eutecticului se constată prin apariția picăturilor topite care se formează între suprafețele de contact dintre cele două metale.

Se recomandă degresarea pe calea chimică a contactelor de argint înainte de lipire.

În tabelul 1 sînt trecuți parametrii regimului de lucru folosit la lipire.

Tabelul 1

Nr. crt.	Denumirea subansamblului	Forța de apăsare F_a (kgf)	Curentul mediu de încălzire I_i (A)	Durata de încălzire t_i (s)
1	Capul contactului central Ø 6 mm	5,5	870	3,5
2	Tija contactului central Ø 3 mm	1,5	650	2,5
3	Lamela de contact Ø 6 mm	5,5	780	3

Obs. Metalele la lipire rămîn în stare solidă.

Pentru a scoate în evidență eutecticul care s-a format, respectiv aderența dintre suprafețele în contact, îmbinarea obținută a fost examinată metalografic după un atac într-o soluție apoasă de hidroxid de amoniu și perhidrol (fig. 5).

Fig. 5. Microstructura zonei de trecere a îmbinării lipite (200 : 1).

După cum se vede în fig. 5 între cele două metale suprapuse, alamă și argint, apare o fîșie de culoare mai închisă corespunzătoare eutecticului. Grosimea acestui strat depinde de curentul și de durata de încălzire [2].

In prezent pentru lipirea contactelor se folosesc aliaje le lipit și flux, iar manopera pentru lipirea fiecărui contact necesitînd un timp de un minut și mai mult. Metoda care se propune nu necesită aliaj de lipit și flux decapant, utilajul necesar fiind o mașină normală de sudat prin puncte, care poate asigura 1 000 A la 3 V. Manopera pentru realizarea unei lipituri se apreciază numai la cîteva secunde. Avînd în vedere numărul mare de asemenea contacte confecționate, economia ce se poate realiza prin aplicarea lipirii electrice prin presiune, merită să intre în preocupările întreprinderilor care au în profilul lor executarea unor contacte asemănătoare.

BIBLIOGRAFIE

1. C. Mikloși, C. Teodorescu, *Procedee industriale de sudură*, București, 1937.
2. Tr. Sălăgean și colab., Lipirea electrică prin presiune a metalelor neferoase. Construcția de mașini, nr. 2, 1964.

ЭЛЕКТРИЧЕСКАЯ ПРИВАРКА ПОД ДАВЛЕНИЕМ СЕРЕБРЯННЫХ ПЛАСТИНОК НА МЕДНЫЕ КОНТАКТЫ

(РЕЗЮМЕ)

В статье разрешен вопрос замены припайки оловом, электрической приваркой под давлением.

По сравнению с припайкой оловом этот способ экономнее, т. к. не требует присадочного материала и флюса для пайки, значительно увеличивая производительность труда.

BEITRÄGE ZUM WIDERSTANDSSTUMPFLÖTEN VON SILBERPLÄTTCHEN AUF MESSINGKONTAKTEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

In der Arbeit wird die Aufgabe der Ersetzung des Lötverfahrens mit Zinn durch das Verfahren der elektrischen Widerstandsstumpflötung gelöst.

Im Vergleich mit dem erstgenannten Verfahren, ist diese Methode wirtschaftlicher, da kein Zusatzmaterial oder Pulver für das Löten benötigt wird, wodurch die Arbeitsproduktivität beträchtlich erhöht wird.

A XII-A SESIUNE DE COMUNICĂRI A CADRELOR DIDACTICE DE LA INSTITUTUL POLITEHNIC TIMIȘOARA

În zilele de 18—20 Martie 1966 a avut loc cea de a XII-a sesiune științifică a cadrelor didactice din Institutul politehnic Timișoara.

În cadrul ședinței festive de deschidere, prof. ing. Avram Constantin, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România, rector al Institutului, a rostit cuvîntul de deschidere, iar în continuare, prof. dr. ing. Anton Ioan, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România, a prezentat referatul: „Probleme actuale ale cercetării științifice în țara noastră".

Lucrările sesiunii s-au desfășurat în cadrul a 17 secții de specialitate și anume: Matematici; Mecanică tehnică; Calcule și încercări experimentale în domeniul construcțiilor de beton armat; Calculul și încercarea construcțiilor metalice; Materiale de construcții, fundații și drumuri; Construcții de mașini hidrotehnice; Electrotehnică și energetică; Mașini electrice și utilizările energiei electrice; Electronică, calculatoare și automatizări; Rezistența materialelor și organe de mașini; Termotehnică și Mașini termice; Mașini hidraulice; Tehnologia materialelor; Tehnologia construcțiilor de mașini și tehnica sudării; Tractoare și mașini agricole; Filozofie — Socialism științific și Economie.

În afara cadrelor didactice din institutul nostru, la sesiune au participat cu lucrări un număr însemnat de cadre didactice, cercetători și specialiști din exterior, reprezentînd 7 institute de învățămînt superior, 4 institute ale Academiei Republicii Socialiste România, 12 institute de cercetare și de proiectare departamentale și 16 întreprinderi. Au fost comunicate și dezbătute, în total, 429 de lucrări științifice, dintre care 302 elaborate de cadrele didactice din I.P.T., iar 124 elaborate de cercetători din afara institutului nostru.

În legătură cu tematica lucrărilor, se poate aprecia că aceasta se referă la probleme moderne și de actualitate, reflectînd preocuparea cadrelor didactice și a specialiștilor din țara noastră pentru promovarea științei și tehnicii la nivel mondial. Există atît lucrări de cercetare fundamentală, cît și aplicative, în strînsă legătură cu necesități imediate sau de perspectivă ale producției.

Pentru a ilustra orientarea tematicii sesiunii se pot menționa cîteva dintre problemele principale dezbătute în cadrul diferitelor secții de specialitate. Comunicările din cadrul secției de Matematici, consacrate comemo-

rării a 10 ani de la moartea prof. V. Alaci, s-au referit în principal la cercetări din domeniul analizei numerice și a ecuațiilor funcționale. În cadrul secției de Mecanică tehnică comunicările au fost axate pe două teme importante, una referitoare la studiul sistemelor vibropercutante și neliniare, iar cealaltă la efecte dinamice ale acceleraților de ordin superior. În cadrul secției de Beton armat problema cea mai dezbătută a fost aceea a fisurării elementelor de beton armat, problemă de mare actualitate, fiind în strînsă legătură cu durabilitatea construcțiilor din beton armat. De o deosebită atenție s-au bucurat lucrările privind studiul profilelor din tablă subțire în cadrul secției de Calculul și încercarea construcțiilor metalice ; cele referitoare la metode noi de studiu și calcul pentru instalațiile și construcțiile hidrotehnice în cadrul secției de Construcții și instalații hidrotehnice și lucrările referitoare la aplicarea metodei vibrațiilor în cadrul secției de Materiale de construcții, fundații și drumuri.

În cadrul secției de Electrotehnică și Energetică se relevă lucrările referitoare la efectul Hall și cele care privesc supratensiunile interne și procesele tranzitorii în sistemele energetice. În cadrul secției de Mașini electrice și Utilizările energiei electrice se relevă lucrările privind metode noi de studiu și calcul al mașinilor electrice și al acționărilor electrice, iar în cadrul secției de Electronică, calculatoare și automatizări lucrările referitoare la construcția și utilizarea calculatoarelor cifrice și analogice, realizările colectivelor de cercetări din țara noastră în aceste domenii bucurîndu-se de elogioase aprecieri.

Lucrările comunicate în cadrul secției de Rezistența materialelor și organelor de mașini s-au referit la cercetări teoretice și experimentale în domeniul stărilor de tensiune, analiza erorilor în tensometria electrică, cercetări asupra curelelor de transmisie și metode noi de cercetare în teoria mecanismelor aplicate în construcția de mașini. Din tematica destul de variată a secției de Termotehnică și Mașini termice se poate menționa : Schimbul de căldură și substanță ; Studiul injectoarelor și arderii combustibilului în focar ; Arderea în motoare ; Perfecționarea organelor de reglare a turbinelor cu aburi ; Studiul turbionatoarelor frigorifice ; Aspecte privind construcția de material rulant. Lucrările comunicate în cadrul secției de Mașini hidraulice se înscriu pe linia rezolvării unor probleme importante în legătură cu proiectarea în condiții optime a mașinilor hidraulice. Au fost prezentate lucrări referitoare la rețelele de profile, cavitație, îmbunătățirea construcției de mașini hidraulice și perfecționarea metodelor și stațiunilor de încercare. În cadrul secției de Tehnologia materialelor lucrările au fost axate pe următoarele probleme : Prelucrarea metodelor prin electroeroziune ; Elaborarea și turnarea aliajelor feroase ; Modificări structurale prin aliere și tratament termic în oțeluri ; Prelucrarea metalelor prin deformare plastică. În cadrul secției de Utilajul și tehnologia sudării și Tehnologia de construcții de mașini, lucrările s-au referit la mașini și instalații tehnologice la procedee noi de prelucrare, control și automatizare a proceselor de prelucrare mecanică și prin sudare. În cadrul secției de Mașini agricole și tractoare, se poate menționa tematica referitoare la determinarea caracteristicilor constructive și funcționale ale unor mașini agricole.

O tematică destul de variată a avut și secția de Filozofie-Socialist științific. Lucrările prezentate în cadrul acestei secții s-au referit la filozofia științelor, materialism dialectic, valorificare gîndirii socialist-politice din țara noastră, probleme ale istoriei muncitorești și revoluții populare din țara noastră etc. Din tematica secției de Economie se relevă în mod deosebit studiile referitoare la dezvoltarea unităților agricole și industriale din regiunea Banat.

Se poate observa că tematica lucrărilor științifice prezentate de cadrele didactice rîlectă existența unor direcții de cercetare bine conturate în catedrele noastre. Un alt aspect care se desprinde din analiza programului sesiunii este promovarea activității de cercetare în colective. Astfel, din numărul total de lucrări aproximativ două treimi au fost rezolvate de colective de cercetători și numai o treime au fost elaborate de către o singură persoană. Se relevă de asemenea și faptul că un număr mare de lucrări au fost prezentate de cadre didactice tinere.

La toate secțiile discuțiile pe marginea comunicărilor prezentate au fost interesante și destul de numeroase. Ele au fost făcute cu spirit critic și au cuprins aprecieri concrete asupra metodicii și rezultatelor obținute. Este de menționat faptul că cele mai vii discuții și cel mai mare interes l-au stîrnit lucrările în directă legătură cu producția, iar dintre acestea în special cele care s-au referit la realizări concrete. Participarea unui număr mare de specialiști și cercetători din întreaga țară a asigurat un nivel corespunzător dezbaterilor purtate, constituind în același timp un util și valoros schimb de experiență asupra celor mai importante realizări din țară. Discuțiile din secții au relevat nivelul ridicat al lucrărilor prezentate. Se poate aprecia că în general lucrările au atins nivelul științific al unor sesiuni de comunicări științifice a cadrelor didactice din învățămîntul superior.

TEZE DE DOCTORAT

susținute la Institutul Politehnic Timișoara, în anul 1965 confirmate de Comisia Superioară de diplome :

1. Ing. BALINT AUREL : „Cercetarea aspectelor de conjugare a grupei NH cu diferite sisteme organice și în coloranți", conducător științific Prof. Dr. docent Reichel Iosif, susținută la 5 ianuarie 1965 la Facultatea de Chimie Industrială.
2. Ing. POPA LIVIU : „Cercetări asupra fracționării acidului ribonucleic pe coloană cromatografică", conducător științific Prof. Dr. docent Ostrogovich Gh., susținută la 5 ianuarie 1965 la Facultatea de Chimie Industrială.
3. Ing. BIRSAN IOAN : „Contribuții la studiul circulației în curbă a locomotivelor cu boghiuri articulate", conducător științific Prof. ing. Zăgănescu Ioan, susținută la 10 ianuarie 1965 la Facultatea de Mecanică.
4. Ing. ARDELEAN ZENO : „Contribuție la studiul teoretic și experimental al camerelor de amestec ale ejectoarelor subsonice", conducător științific Prof. Dr. docent ing. Vlădea Ioan, susținută la 17 ianuarie 1965 la Facultatea de Mecanică.
5. Ing. FRÄNKEL DAVID : „Contribuție cu privire la măsurarea puterilor în rețele de curent alternativ cu generator Hall", conducător științific Prof. Dr. docent Andronescu Plautius, susținută la 5 martie 1965 la Facultatea de Electrotehnică.
6. Ing. NOVAC IOAN : „Contribuții la problema repartizării uniforme a sarcinii monofazate prin intermediul mașinii de inducție", conducător științific Prof. Dr. ing. Dordea Toma, susținută la 5 septembrie 1965 la Facultatea de Electrotehnică.

BULETINUL ŞTIINŢIFIC ŞI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC
TIMIŞOARA

SERIE NOUĂ

Tomul 11 (25) Fasc. 2

IULIE—DECEMBRIE
1966

COMITETUL DE REDACȚIE

Prof. ing. *Gh. Silaș*, (redactor responsabil), prof. ing. *C. Avram*, membru corespondent al Acad. R.S.R., prof. dr. docent *C. Drăgulescu*, membru al Academiei R.S.R., prof. dr. docent ing. *St. Nădășan*, mebru corespondent al Academiei R.S.R., prof. dr. ing. *T. Dordea*, profesor *O. Em. Gheorghiu*, prof. *V. Gheorghiu*, prof. ing *D. Mateescu*, prof. dr. docent *I. Nanu* și prof. ing. *Al. Rogojan*.

BULETINUL ŞTIINŢIFIC ŞI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN TIMIŞOARA

Seria II, Tom 11 (25), fasc. 2 Iulie — Decembrie 1966

SUMAR:

I. *MATEMATICĂ — FIZICĂ — MECANICĂ*

T. BÎNZARU, Asupra rezolvării ecuaţiilor algebrice folosind funcţiile lui P. Appell 385
O. GHEORGHIU, Observaţii asupra soluţiilor unor ecuaţii funcţionale 391
V. MIOC, Rezolvarea unor ecuaţii funcţionale cu funcţii reale şi parametri reali 395
GH. SILAŞ, A. HEGEDÜS, Studiul mişcărilor periodice ale unui mecanism vibropercutant cu un grad de libertate . . . 403

NOTE:

T. BÎNZARU, N. IZVERCEANU, A. ŞT. FILIPESCU, Asupra funcţiilor P. Appell 413

II. *CHIMIE*

C. DRĂGULESCU, I. KYRI, Studiul sorbţiei Nb şi Ta din soluţii citrice pe răşini schimbătoare de anioni. 419
C. DRĂGULESCU, ROZALIA ANTON-KUZMAN, Spectre în vizibil şi ultraviolet ale acidului antranilic — Fe (III) H_2O_2 şi a derivaţilor săi acetici 425
C. DRĂGULESCU, OLGA GOGU, P. TRIBUNESCU, Studiul precipitării magneziului. II. Precipitarea ca Mg $CO_3 \cdot 3H_2O$ . . 437
E. KIMMEL, RODICA GROPŞIANU, ANA COTOŞMAN, Contribuţii la obţinerea acidului sulfamic pur din amestecuri cu acid sulfuric. 447
I. REICHEL, R. PALEA, C. TĂRĂBĂŞANU, Cercetări în seria ftalocianinică. II. Derivaţii coloranţi sulfonamidici, cu resturi de acid 2 amino-8 naftol-6 sulfonic 455
I. NANU, VIRGINIA BOBOESCU, Poli (esteri-eteri) liniari cu structuri alternate. I. Consideraţii asupra policondensării în topitură a acidului propan 2,2 bis-(*p*-fenilenoxiacetic) cu etilen glicol 461
I. NANU VIRGINIA BOBOESCU, Poli (esteri-eteri) linieri cu structuri alternate. II. Sinteza poli (esteri-eterilor) liniari saturaţi din acid propan 2,2 bis-(*p*-fenilenoxiacetic) cu dioli alifatici şi dioli alifatici aromatici 469
I. NANU, VIRGINIA BORBOESCU, GH. SIMON, ROZALIA RUS, Poli (esteri-eteri) liniari cu structuri alternate. III. Consideraţii asupra proprietăţilor fizico-mecanice ale poli (esteri-eterilor) din acid propan -2,2-bis-(*p*-fenilenoxiacetic) şi diverşi dioli 479
I. NANU, VIRGINIA BOBOESCU, Poli (esteri-eteri) nesaturaţi cu structuri alternante 485

NOTE:

N. MURGU, Dozarea spectrofometrică a fierului din vinuri cu ajutorul acidului nalidixic (Negram) 493

ȘTIINȚE TEHNICE

V. BARBU, D. IORGA, Influența neetanșeității supapelor asupra debitului compresoarelor cu piston 497
A. DREUCEANU, Dinamometru cu traductori pneumatici pentru măsurarea celor 3 componente ale forței de așchiere la strunjire 509
FR. KOVACS, Contribuții la sinteza mecanismelor cu mai multe de 4 elemente, metoda gradelor de mobilitate suplimentare . 527
E. DODON, D. BUZULICĂ, Posibilitățile grupei multiplicatoare cu 2 verigi motoare și mecanism de însumare pentru obținerea a 3 turații 539
A. NANU, N. ACHIMESCU, I. VEGA, Studiul caracteristicilor stratului de suprafață obținut la durificarea prin scîntei electrice a pieselor din O.S.C. cu aliaj dur P. 10 551
M. TRUȘCULESCU, Contribuții la studiul oțelurilor aliate cu 9% Ni, folosite la 195° 563
C. UNGUREANU, H. GUTMAYER, FR. NEISS, Cercetări privind funcționarea injectoarelor turbinoare cu aer de înaltă presiune 581
I. ZĂGĂNESCU, C. POPESCU, Alegerea sorturilor de combustibil iferior indigen 593
inferior indigen 593
PL. ANDRONESCU, Cum se aplică valabilitatea legilor lui Maxwell, față de un sistem de referință fix de pe pămînt. I . . . 605
A. CÎMPEANU, O nouă metodă de încărcare în sarcină a mașinii sincrone 615
T. MUREȘAN, Amplificator operațional tranzistorizat 623
V. NEGRU, În legătură cu folosirea descărcătoarelor cu rezistență variabilă. 629
E. POP, Elemente logice electrooptice pe baza efectului Pockels . 643
D. TEODORESCU, Regimurile de comandă și schemele statorice fundamentale ale servomotoarelor-amplificatoare . . . 653
V. COCHECI, R. TAUBERT, P. SAMARGHITAN, V. DALEA, C. JURA, M. GIURCONIE, GH. CREȚU, I. MIREL, Cercetări privind înlocuirea sulfatului de aluminiu cu sulfat feros în procesul de limpezire a apei la uzina de apă de suprafață a orașului Timișoara 663
V. GHEORGHIU, T. NICOARĂ, Studiul hidraulic al unui cot hiperbolic de secțiune dreptunghiulară 671
V. GHEORGHIU, C. JURA, T. NICOARĂ, Studiul ejectorului cu secțiune pătrată 687
C. JURA, Contribuție la studiul procesului de splălare cu ejector a filtrelor de nisip cu secțiune rectangulară 701
M. MODIGA, I. DANILĂ, C. GUȚĂ, Studii pentru îmbunătățirea aparatului de tăiere la cositoare CPM-2,1 713

NOTE :

I. HAJDU, T. HERLESCU, I. DOBRE, O metodă pentru determinarea experimentală a forțelor de reacțiune în regim dinamic din lagărele motoarelor electrice mici suspendate elastic 721
GH. SAVII, M. ȘELARU, I. VUCU, I. POP, I. DEMIAN, Studiul rigidității ansamblului cărucior de la strungul SN 400 . . 731
I. BĂBUȚIA, Asupra pierderilor suplimentare din mașinile de inducție 741
N. BUDIȘAN, I. PREDA, Studiul reglării automate a căderii hidraulice la stațiunea pentru turbine 747
AL. VASILIEVICI, FR. BAUER, Influența raportului numărului de crestături statorice și rotorice asupra zgomotului magnetic al mașinilor de inducție cu rotorul în scrut-circuit . . 759

НАУЧНО—ТЕХНИЧЕСКИЙ БЮЛЛЕТЕНЬ
ТИМИШОРСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
Серия 2, Том 11 (25) Выпуск 2. июль-декабрь 1966.

СОДЕРЖАНИЕ

I. МАТЕМАТИКА — ФИЗИКА — МЕХАНИКА

Т. БЫНЗАРУ, О решении алгебраических уравнений при помощи функций П. Аппелля. 385
О. ГЕОРГИУ, О решениях некоторых функциональных уравнений. 391
В. МИОК, Решение функциональных уравнений с действительными функциями и параметрами. 395
Г. СИЛАШ, А. ХЕГЕДУШ, Исследование периодических движений виброударного механизма с одной степенью свободы . . 403

КРАТКИЕ СООБЩЕНИЯ:

Т. БЫНЗАРУ, Н. ИЗВЕРЧЯНУ, А. Шт. ФИЛИПЕСКУ, О функциях П. Аппелля 413

II. ХИМИЯ

К. ДРЭГУЛЕСКУ, И. КИРИ, Изучение сорбции ниобия и тантала из растворов в лимонной кислоте на анионно-обменных смолах . 419
К. ДРЭГУЛЕСКУ, РОЗАЛИЯ АНТОН-КУЗМАН, Видимые и ультрафиолетовые спектры абсорбции антраниловой кислоты и её уксуснопроизводных с Fe III и H_2O_2 425
К. ДРЭГУЛЕСКУ, ОЛГА ГОГУ, П. ТРИБУНЕСКУ, Исследования осаждения магния из растворов полученных при разложении змеевика с HNO_3 II. Осаждение в виде $MgCO_3 \cdot 3H_2O$ . . . 437
Е. КИММЕЛЬ, РОДИКА ГРОПШЯНУ, АНА КОТОШМАН, К получению чистой сульфамовой кислоты из смесей с серной кислотой 447
И. РАЙХЕЛЬ, Р. ПАЛЕА, К. ТЭРЭБЭЩАНУ, Исследования фталоцианиновгоо ряда. II. Сульфонамидные красители с аминонафтолсульфонными остатками. (γ-кислота) 455
И. НАНУ, ВИРГИНИЯ БОБОЕСКУ, Линейные полиэфиры с чередующимися структурами, содержащие простые и сложные эфирные группы. I. О поликонденсации в расплаве пропан 2,2 бис (*п*-фениленоксиуксусной) кислоты и этиленгликоля . . . 461
И. НАНУ, ВИРГИНИЯ БОБОЕСКУ, Линейные полиэфиры с чередующимися структурами. II. Синтез насыщенных линейных полиэфиров из пропан 2,2 бис (*п*-фениленоксиуксусной) кислоты с алифатическими и ароматическими гликолями 469
И. НАНУ, ВИРГИНИЯ БОБОЕСКУ, Г. ШИМОН, РОЗАЛИЯ РУС, Линейные полиэфиры с чередующимися структурами. III. О физико-механических свойства полиэфиров из пропан 2,2 бис — (*п*-фениленоксиуксусной) кислоты и различных гликолей 479
И. НАНУ, ВИРГИНИЯ БОБОЕСКУ. Ненасыщенные полиэфиры с чередующейся структурой 485

КРАТКИЕ СООБЩЕНИЯ:

Н. МУРГУ, Дозировка железа в вине спектрофотометрическим методом при помощи налидиксиновой кислоты (Негрем) . . 493

III. ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

В. БАРБУ, Д. ИОРГА, Влияние негерметичности клапонов на дебит поршневых компрессоров 497
А. ДРЕУЧЯНУ, Примечания относительно чувствительности и прочности нового типа динамометра с пневматическими датчиками для измерения составляющих силы резания при обточке . . 509

Ф. КОВАЧ, К синтезу механизмов : метод дополнительных степеней свободы. 527
Е. ДОДОН, Д. БУЗУЛИКЭ, Возможности мультипликационного агрегата, состоящего из двух независимых движущих звеньев и суммирующих механизмов, для получения трёх скоростей вращения 539
А. НАНУ, Н. АКИМЕСКУ, И. ВЕГА, Изучение характеристик поверхностного слоя полученного при электроискровом упрочнении деталей из стали OSC IOC твердым сплавом Р. 10 . . . 551
М. ТРУШКУЛЕСКУ, К исследованию лигированных сталей с 9% Ni, используемых при температуре — 195 °С 563
К. УНГУРЕАНУ, Х. ГУТМАЙЕР, Ф. НЕЙСС, Исследования работы вихревых воздушных инжекторов высокого давления . . . 581
И. ЗАГАНЕСКУ, К. ПОПЕСКУ, Выбор низших сортов местных топлив для тепловозов 593
П. АНДРОНЕСКУ, Как объясняется правильность законов Максвеля по отношению к неподвижной наземной системы отсчёта . 605
А. КЫМПЯНУ, Теоретическое и экспериментальное исследование метода испытания под нагрузкой синхронной машины . . . 615
Т. МУРЕШАН, Операциональный транзисторный усилитель . . 623
В. НЕГРУ, К вопросу о применении вентильных разрядников для защиты от перенапряжений, возникающих при отключении холостсых линий 110—120 кв. 629
Е. ПОП, Электрооптические логические элементы основывающиеся на еффекте Покельса **643**
Д. ТЕОДОРЕСКУ, Режимы управления и основные статорные схемы серводвигателей — усилителей 653
В. КОКЕЧ, Р. ТАУБЕРТ, П. САМАРГИЦАН, В. ДАЛЯ, К. ЖУРА, М. ДЖУРКОНИЕ, Г. КРЕЦУ, И. МИРЕЛ, Исследования по замене сульфата алюминия сульфатом железа в процессе очистки на поверхностной водопроводной станции города Тимишора 663
В. ГЕОРГИУ, Т. НИКОАРЭ, Гидравлический расчет гиперболического колена четырёхугольного сечения 671
В. ГЕОРГИУ, К. ЖУРА, Т. НИКОАРЭ, Иследования эжектора квадратного сечения 687
К. ЖУРА, К. изучению процесса промывки при помощи эжектора песочных фильтров прямоугольного сечения 701
М. МОДИГЭ, И. ДАНИЛЭ, К. ГУЦЭ, Исследования для улучшения режущего аппарата сенокосилки С.Р.М. —2,1 713

КРАТКИЕ СООБЩЕНИЯ :

И. ХАЙДУ, Т. ХЕРЛЕСКУ, И. ДОБРЕ, Метод опытного определения реакций в динамическом режиме подшипников малых упругоподвешанных электродвигателей 721
Г. САВИЙ, М. ШЕЛАРЮ, И. ВУКУ, И. ПОП, И. ДЕМИАН, Изучение жёсткости узла тележки токарного станка SN—400 . 731
И. БАБУЦЯ, К дополнительным потерям в индукционных машинах 741
Н. БУДИШАН, И. ПРЕДА, Исследование автоматического регулирования, гидравлического напора на стенде МНТ-200 для испытания турбин, Тимишорской лаборатории гидравлических машин 747
А. ВАСИЛЕВИЧ, Ф. БАУЕР, Влияние отношения между числом статорных и роторных нарезов на магнитный шум индуктивных машин с короткозамкнутым ротором 759

BULLETIN SCIENTIFIQUE ET TECHNIQUE
DE
L'INSTITUT POLYTECHNIQUE DE TIMISOARA

II Série, tome 11 (25), Fascicole 2 Juillet-Décembre 1966

SOMMAIRE:

I. *MATHÉMATIQUE — PHYSIQUE — MÉCANIQUE*

T. BÎNZARU, Das Lösen Algebrischer Gleichungen mit hilfe der Funktionen von P. Appell 385

O. GHEORGHIU, Observations sur les solutions des quelques équations fonctionnelles 391

V. MIOC, Resolution de quelques équations fonctionnelles a fonction réelles et paramètres réelles 395

GH. SILAȘ, A. HEGEDÜS, Studium der periodischen Bewegungen eines Rüttelsystems mit einem Freiheitsgrad 403

NOTES

T. BÎNZARU, N. IZVERCEANU, A. ȘT. FILIPESCU, Sur les fonctions de Paul Appell 413

II. *CHIMIE*

C. DRĂGULESCU, I. KYRI, Adsorbtion von Niobium und Tantal aus zitronensäuren Lösungen an Anionenaustauschern . . 419

C. DRĂGULESCU, ROZALIA ANTON-KUZMAN, Sichtbare und ultraviolette Absorbtionsspektren der Anthranylsäure und ihrer essigsäuren Derivate mit Fe (III) und H_2O_2 . . . 425

C. DRĂGULESCU, OLGA GOGU, P. TRIBUNESCU, Etude de la précipitation du magnésium des solutions obtenues de la décomposition de la serpentine à HNO_3. II. — La precipitation en tant que $MgCO_3 \cdot 3H_2O$ 437

E. KIMMEL, RODICA GROPȘIANU, ANA COTOȘMAN, Beiträge zur Gewinnung der Amidosulfonsäure aus Schwefelsäurehaltigen Gemischen. 447

I. REICHEL, R. PALEA, C. TĂRĂBĂȘANU, Untersuchungen in der Phtalocyanin-Reihe. II. Sulfonamidfarbstoffe mit 2-Amino-8-naphthol-6-sulfonsäure (γ)-Resten 455

I. NANU, VIRGINIA BOBOESCU, Linear poly (ester-ethers) of alternate structure. *Notes I.* Considerations on the malt polycondensation of propane-2,2-bis (*p*-phenyleneoxyacetic) acid with ethylene glycol 461

I. NANU, VIRGINIA BOBOESCU, Linear poly (ester-ethers) of alternate structure. *Notes II.* Synthesis of saturated linear poly ester-ethers from propane-2,2-bis-*p*-phenyleneoxyacetic acid and aliphatic or aliphatic-aromatic diols 469

I. NANU, VIRGINIA BOBOESCU, ROZALIA RUS, Linear poly (ester-ethers) of alternate structure. *Notes III.* Considerations on physical mechanical properties of poly (ester-ethers) from propane-2,2-bis-(*p*-phenyleneoxyacetic) acid and various diols 479

I. NANU, VIRGINIA BOBOESCU, Unsaturated poly (ester-ethers) of alternate structure 485

NOTES

N. MURGU, Spektrophotometrische Bestimmung des Eisengehaltes von Weinen mit Hilfe der Nalidixinsäure 493

III. *SCIENCES TECHNIQUES*

V. BARBU, D. IORGA, Einfluss der Undichtigkeiten der Ventile auf die Liefermenge von Kolbenverdichtern 497

A. DREUCEANU, Dynamometre a traducteurs pneumatiques pour le mesurage de trois composantes de l'effort de coupe au tournage 509
FR. KOVACS, Beiträge zur Getriebesynthese : din Methode der zusätzlichen mobilitätsgrader 527
E. DODON, D. BUZULICĂ, Die Möglichkeiten der Multiplikationsgruppen mit 2 unabhängigen Motoren Kettenglieder und das Aditionsmechanismus zur erhaltung von 3 geschwindigkeiten 539
A. NANU, N. ACHIMESCU, I. VEGA, L'étude des caractéristiques de la couche superficielle obtenue an duroissement par étincelles électriques des pièces de OSC 10 avec alliage dur B 10 551
M. TRUSCULESCU, Contribution à l'étude des aciers alliés à 9% Ni. Utilisés à —195 °C 563
C. UNGUREANU, H. GUTMAYER, FR. WEISS, Betriebsuntersuchungen an einem Wirbelstrominjektor mit Hochdruckluft . 581
I. ZĂGĂNESCU, C. POPESCU, Die Auswahl der Minderwertigen innländischen brennstoffsorten für Diesellokomotiven . . 593
PL. ANDRONESCU, Die gültigkeit der Maxwellschen gesetze gegenüber einem an die Erdoberfläche gebundenen Bezugssystem (I) 605
A. CÎMPEANU, Theoretisches und experimentelles Studium einer Versuchsmethode unter belastung für Synchronmaschinen . 615
T. MUREȘAN, Transistorisierter Operationsverstärker 623
V. NEGRU, Über die Verwendung von Ableitern veränderlichen Wiederstandes als Überspannungsschutz beim Leerabschalten von linien mit 110—220 kV 629
E. POP, Elémentes logiques électrooptiques basés sur l'effet Pockels 643
D. TEODORESCU, Le régimes de commande et les connexions statoriques fondamentales du servomotor-amplificateur . . 653
V. COCHECI, R. TAUBERT, P. SAMARGHITAN, V. DALEA, C. JURA, M. GIURCONIE, GH. CREȚU, I. MIREL, Recherches concernant la substitution du sulfate d'aluminium par du sulfate perreux dans le processus de clarification à l'usine de distribution d'eau de surface, de la ville de Timișoara 663
V. GHEORGHIU, T. NICOARĂ, Hydraulisches studium eines Hyperbolischen Krümmers rechteckigen Querschnitts . . . 671
V. GHEORGHIU, C. JURA, T. NICOARĂ, Etude de l'éjécteur à section carrée 687
C. JURA, Contributions à l'étude du processus de lavage avec ejecteur des filtres de sable à section rectangulaire 701
M. MODIGA, I. DANILĂ, C. GUȚĂ, Studium zur Verbesserung des Schneideverkes am Mehdrascher 713

NOTES

I. HAJDU, T. HERLESCU, I. DOBRE, Eine Methode für die Bestimmung durch Versuche der Reaktionskräfte in Dynamischen Regim der kleinen Elektrischen, Elastischen aufgebrachten Motorenlager 721
GH. SAVII, M. ȘELARIU, I. VUCU, I. POP, I. DEMIAN, Sur la rigidité du chariot du tour SN-400 731
I. BĂBUȚIA, Über Zusätzliche Verluste în Induktionsmaschinen . 741
N. BUDISAN, I. PREDA, Studium der Automatischen Regelung des Verfügbaren Gefälles bei dem Probestand MHT-200 des Labors für Hydraulische Maschinen Temesvar 747
AL. VASILIEVICI, FR. BAUER, Der Einfluss der Verhälthnisses der Nutenzahl des Städers und des Läufers auf das Elektromagnetische Geräusch der Induktionsmaschinen mit Kurz-

ASUPRA REZOLVĂRII ECUAȚIILOR ALGEBRICE FOLOSIND FUNCȚIILE LUI P. APPELL *

DE

T. BÎNZARU

I. Se consideră funcțiile lui P. Appell

$$P(\theta,\ \varphi)=\frac{e^{\theta+\varphi}+e^{j^2\theta+j\varphi}+e^{j\theta+j^2\varphi}}{3}$$

$$Q(\theta,\ \varphi)=\frac{e^{\theta+\varphi}+je^{j^2\theta+j\varphi}+j^2e^{j\theta+j^2\varphi}}{3}$$

$$R(\theta,\ \varphi)=\frac{e^{\theta+\varphi}+j^2e^{j^2\theta+j\varphi}+je^{j\theta+j^2\varphi}}{3}$$

unde $j^3=1$ și care sînt periodice în același timp cu θ și φ avînd perioadele $\frac{2\pi}{\sqrt{3}}$ pentru θ și respectiv $-\frac{2\pi}{\sqrt{3}}$ pentru φ.

Se consideră și funcțiile :

$$T(\theta,\ \varphi)=\frac{Q(\theta,\ \varphi)}{P(\theta,\ \varphi)} \quad \text{și} \quad T'(\theta,\ \varphi)=\frac{R(\theta,\ \varphi)}{P(\theta,\ \varphi)}$$

care vor fi deasemeni periodice de perioade $\frac{2\pi}{3\sqrt{3}}$ pentru θ, respectiv $-\frac{2\pi}{3\sqrt{3}}$ pentru φ. Folosind formula lui Moivre pentru expresia hipercomplexă $[P(\theta,\ \varphi)+jQ(\theta,\ \varphi)+j^2R(\theta,\ \varphi)]^n=P(n\theta,\ n\varphi)+jQ(n\theta,\ n\varphi)+j^2R(n\theta,\ n\varphi)$ vom obține următoarele exprimări :

$$T(n\theta,\ n\varphi)=\frac{\sum\limits_{\substack{p+q+r=n\\ q+2r=3m+1}}\frac{n!}{p!\,q!\,r!}T^q(\theta,\ \varphi)\,T'^r(\theta,\ \varphi)}{\sum\limits_{\substack{p+q+r=n\\ q+2r=3m}}\frac{n!}{p!\,q!\,r!}T^q(\theta,\ \varphi)\,T'^r(\theta,\ \varphi)} \tag{1}$$

---

* Lucrare comunicată la a XII-a Sesiune științifică a cadrelor didactice din I.P.T., 18—20 martie 1966.

$$T'(n\theta, n\varphi)=\frac{\sum\limits_{\substack{p+q+r=n\\ q+2r=3m+2}}\frac{n!}{p!\,q!\,r!}T^q(\theta,\varphi)\,T'^r(\theta,\varphi)}{\sum\limits_{\substack{p+q+r=n\\ q+2r=3m}}\frac{n!}{p!\,q!\,r!}T^q(\theta,\varphi)\,T'^r(\theta,\varphi)} \tag{2}$$

II. Fiind dată ecuația

$$x^n+a_1x^{n-1}+a_2x^{n-2}+a_3x^{n-3}+\ldots+a_{n-1}x+a_n=0 \tag{3}$$

vrem să determinăm coeficienții $a_1, a_2, a_3, \ldots, a_n$ astfel ca rădăcinile ei să se poată pune sub forma :

$$x=\rho T\left(\theta+\frac{2k\pi}{3n\sqrt{3}},\ \varphi-\frac{2k\pi}{3n\sqrt{3}}\right), \qquad k=0, 1, 2, \ldots, n-1 \tag{4}$$

și în acest caz să aflăm pe ρ, θ și φ.

Pentru aceasta, în (3), facem schimbarea $x=\rho T(p, q)$ și obținem

$$\rho^nT^n(p, q)+a_1\rho^{n-1}T^{n-1}(p, q)+a_2\rho^{n-2}T^{n-2}(p, q)+\ldots+a_{n-1}\rho T(p, q)+a_n=0. \tag{5}$$

Pe de altă parte, utilizînd formula lui Moivre, $T(np, nq)$ și $T'(np, nq)$ se pot exprima rațional în funcție de $T(p, q)$ și $T'(p, q)$ după formulele (1) și (2).

Deosebim trei cazuri :

1. n este un multiplu de 3 ($n=3m$). Avem :

$$T_nT^n-C_n^1T'T^{n-1}+C_n^2(2T'T_n-1)T^{n-2}+C_n^3(T'^3T_n-3T'^2+T_n)T^{n-3}-$$
$$-C_n^4(T'^4-6T'^2T_n+4T')T^{n-4}+\ldots+T_n\sum_{\substack{p+r=n\\ 2r=3m}}\frac{n!}{p!\,r!}T'^r-\sum_{\substack{p+r=n\\ 2r=3m+1}}\frac{n!}{n!\,p!}T'^r=0. \tag{6}$$

$$T_n'T^n-C_n^1T^{n-1}-C_n^2(T'^2-2T'T_n')T^{n-2}+C_n^3(T'^3T_n'-3T'+T_n')T^{n-3}+$$
$$+C_n^4(6T'^2T_n'-4T'^3-1)T^{n-4}+\ldots+T_n'\sum_{\substack{p+r=n\\ 2r=3m}}\frac{n!}{p!\,r!}T'^r-\sum_{\substack{p+r=n\\ 2r=3m+2}}\frac{n!}{p!\,r!}T'^r=0 \tag{7}$$

în care am notat $T_n=T(np, nq)$, $T^n=T^n(p, q)$ și analog pentru T'.

Aceste identități pot fi considerate ca ecuații de gradul n, în $T(p, q)$ și care au rădăcinile

$$T\left(p+\frac{2k\pi}{3\sqrt{3}},\ q-\frac{2k\pi}{3\sqrt{3}}\right), \qquad k=0, 1, 2, \ldots, n-1.$$

Așa fiind, scriind că ecuațiile (5) și (6) respectiv (5) și (7) au aceleași rădăcini obținem relațiile :

$$\frac{\rho^n}{T_n}=\frac{a_1\rho^{n-1}}{-C_n^1T'}=\frac{a_2\rho^{n-2}}{C_n^2(2T'T_n-1)}=\ldots=\frac{a_n}{T_n\sum\limits_{\substack{p+r=n\\2r=3m}}\frac{n!}{p!\,r!}T'^r-\sum\limits_{\substack{p+r=n\\2r=3m+1}}\frac{n!}{p!\,r!}T'^r} \tag{8}$$

$$\frac{\rho^n}{T_n'}=\frac{a_1\rho^{n-1}}{-C_n^1}=\frac{a_2\rho^{n-2}}{-C_n^2(T'^2-2T'T_n')}=\ldots=\frac{a_n}{T_n'\sum\limits_{\substack{p+r=n\\2r=3m}}\frac{n!}{p!\,r!}T'^r-\sum\limits_{\substack{p+r=n\\2r=3m+2}}\frac{n!}{p!\,r!}T'^r}. \tag{9}$$

Din care obținem :

$$\rho=-\frac{a_1}{C_n^1}T_n' \tag{10}$$

$$T_n=T_n' \tag{11}$$

și

$$2C_n^2a_1^2T_n^2-C_n^2a_1^2T_n-a_2(C_n^1)^2=0 \tag{12}$$

Relațiile (11) și (12) determină pe T_n și T_n' din care vom obține :

$$\left.\begin{aligned}p&=\frac{\ln(1+T_n+T_n')+j^2\ln(1+jT_n+j^2T_n')+j\ln(1+j^2T_n+jT_n')}{3n}\\q&=\frac{\ln(1+T_n+T_n')+j\ln(1+jT_n+j^2T_n')+j^2\ln(1+j^2T_n+jT_n')}{3n}\end{aligned}\right\} \tag{13}$$

a_1 și a_2 fiind dați. Coeficienții $a_3, a_4, \ldots, a_n$ vor fi determinați din (8) sau (9) în funcție de a_1 și a_2. Rădăcinile ecuației (3) sînt de forma (4) unde θ și φ se obțin din (13).

2. $n=3m+1$. Avem

$$T^n-C_n^1T_nT^{n-1}-C_n^2(T_nT'^2-2T')T^{n-2}+C_n^3(T'^3-3T_nT'+1)T^{n-3}+\ldots+$$
$$+T_n\sum_{\substack{p+r=n\\2r=3m}}\frac{n!}{p!\,r!}T'^r-\sum_{\substack{p+r=n\\2r=3m+1}}\frac{n}{p!\,r!}T'^r=0 \tag{14}$$

$$C_n^1(T'-T_n')T^{n-1}-C_n^2(T_n'T'^2-1)T^{n-2}+3C_n^3(T'^2-T_n'T')T^{n-3}+\ldots+$$
$$+T_n'\sum_{\substack{p+r=n\\2r=3m}}\frac{n!}{p!\,r!}T'^r-\sum_{\substack{p+r=n\\2r=3m+2}}\frac{n;}{p!\,r!}T'^r=0. \tag{15}$$

Punînd condiția ca ecuațiile (5), (14) și (15) să aibă aceleași rădăcini se găsește :

$$\rho=-\frac{a_1}{C_n^1T_n} \tag{16}$$

$$T'=T_n'=1 \tag{17}$$

și

$$a_2(C_n^1)^2T_n^2+a_1^2C_n^2T_n-2a_1^2C_n^2=0. \tag{18}$$

Din (17) și (18) găsim pe T_n' și T_n care ne dau pe θ și φ iar din (16) avem pe ρ.

Expresia lui ρ este aceeași, iar coeficienții $a_3, a_4, \ldots, a_n$ se obțin tot din relațiile de proporționalitate.

3. $n=3m+2$. Avem

$$T^n-C_n^1T_n'T'T^{n-1}-C_n^2(T_n'-2T')T^{n-2}+C_n^3(T'^3-3T_n'T'^2+1)T^{n-3}+\ldots+$$
$$+T_n'\sum_{\substack{p+r=n\\2r=3m}}\frac{n!}{p!\,r!}T'^r-\sum_{\substack{p+r=n\\2r=3m+2}}\frac{n!}{p!\,r!}T'^r=0 \tag{19}$$

$$C_n^1(T_nT'-1)T^{n-1}-C_n^2(T'^2-T_n)T^{n-2}+3C_n^3(T_nT'^2-T')T^{n-3}+\ldots+$$
$$+T_n\sum_{\substack{p+r=n\\2r=3m}}\frac{n!}{p!\,r!}T'^r-\sum_{\substack{p+r=n\\2r=3m+1}}\frac{n!}{p!\,r!}T'^r=0. \tag{20}$$

În mod analog ca mai sus obținem :

$$\rho=-\frac{a_1}{C_n^1T_n'T'} \tag{21}$$

în care $T'=1=T_n$ iar T_n' este dat de expresia

$$a_2(C_n^1)^2T_n'^2+a_1^2C_n^2T_n'-2a_1^2C_n^2=0. \tag{22}$$

Expresia lui ρ este aceeași iar coeficienții $a_3, a_4, \ldots, a_n$ se exprimă tot în funcție de a_1 și a_2.

Soluția ecuației va fi atunci :

$$x=\rho T\left(\theta+\frac{2k\pi}{3n\sqrt{3}},\quad \varphi-\frac{2k\pi}{3n\sqrt{3}}\right)\quad \text{unde } k=0, 1, 2, \ldots, n-1. \tag{23}$$

ρ este dat de (21) iar θ și φ se obțin din T_n și T_n'.

III. Se consideră ecuația diferențială

$$y^{(n)}+a_1y^{(n-1)}+a_2y^{(n-2)}+a_3y^{(n-3)}+\ldots+a_{n-1}y'+a_ny=0 \tag{24}$$

unde $a_1, a_2, \ldots, a_n$ sînt coeficienți constanți. Ecuația caracteristică atașată va fi :

$$r^n+a_1r^{n-1}+a_2r^{n-2}+\ldots+a_{n-1}r+a_n=0.$$

Dacă structura coeficienților $a_3, a_4, \ldots, a_n$ este aceea de a obține soluția :

$$r=\rho T\left(\theta+\frac{2k\pi}{3n\sqrt{3}},\ \varphi-\frac{2k\pi}{3n\sqrt{3}}\right),\ k=0, 1, 2, \ldots, n-1.$$

unde ρ, θ, φ se obțin ca și în formulele (10), (13), (16), (21) atunci soluția generală a ecuației (24) va fi :

$$y=\sum_{k=1}^{n} C_k x^{\varrho_k-1}\cdot e^{\rho T\left(\theta+\frac{2k\pi}{3n\sqrt{3}},\ \varphi-\frac{2k\pi}{3n\sqrt{3}}\right)x} \tag{25}$$

unde C_k sînt constante arbitrare iar ϱ_k este ordinul de multiplicitate al rădăcinii r_k.

Obținem în acest fel o clasă de ecuații diferențiale care au soluția generală dată de (25).

BIBLIOGRAFIE

1. N. Ghircoiașiu, Asupra rezolvării pe cale trigonometrică a ecuațiilor algebrice. Revista matematică din Timișoara. Anul XXI, mai 1941 nr. 3 p. 26.
2. Marcel N. Roșculeț, O teorie a funcțiilor de o variabilă hipercomplexă în spațiul cu trei dimensiuni. Studii și cercetări matematice 1954. Tom. V nr. 3—4 p. 361—401.
3. J. Devisme, Sur l'équation de M. P. Humbert — Thése, Paris, 1933 — Ann. Fac. Toulouse 1933, t. XXV, pp. 143—238.
4. José Babini, Representación de las funciones ciclicas de tercer orden. Boletin del Seminario Matematico Argentino. Marzo 1930.

О РАЗРЕШЕНИИ АЛГЕБРИЧЕСКИХ УРАВНЕНИИ ПОЛЗУЯТ ФУНКЦИЯМИ П. АППЕЛЛЯ

(РЕЗЮМЕ)

В этои работе находится класс уравнении допускающих как корень вырожение :

$$\rho T\left(\theta+\frac{2k\pi}{3n\sqrt{3}},\ \varphi-\frac{2k\pi}{3n\sqrt{3}}\right),\quad k=0,1,2,\ldots,n-1.$$

где $T(\theta,\varphi)=\frac{Q(\theta,\varphi)}{P(\theta,\varphi)}$ в каторый $P(\theta,\varphi)$ и $Q(\theta,\varphi)$ являются функциями П. Аппелля.

DAS LOSEN ALGEBRAISCHER GLEICHUNGEN MIT HILFE DER FUNKTIONEN VON P. APPELL

(ZUSAMMENFASSUNG)

In der vorliegenden Arbeit wird eine Klasse von algebraischen Gleichungen angegeben, welche folgende Wurzeln haben :

$$\rho T\left(\theta+\frac{2k\pi}{3n\sqrt{3}},\ \varphi-\frac{2k\pi}{3n\sqrt{3}}\right),\quad k=0,1,2,\ldots,n-1.$$

wobei $T(\theta,\varphi)=\frac{Q(\theta,\varphi)}{P(\theta,\varphi)}$ und $P(\theta,\varphi)$, $Q(\theta,\varphi)$ die Funktionen von Paul Appell sind.

OBSERVAȚII ASUPRA SOLUȚIILOR UNOR ECUAȚII FUNCȚIONALE

DE

O. EM. GHEORGHIU

1. Ecuații funcționale cu soluții polinoame se cunosc în literatura de specialitate, însă aproape toate sînt liniare. Aci atragem atenția asupra cîtorva ecuații funcționale neliniare cu soluții polinoame, problema determinării soluțiilor generale rămînînd încă nerezolvată.

1.1. Fie $x, y, z, t \in R$ și $F(x, y) : R^2 \to R$

funcția necunoscută care verifică ecuația funcțională

$$F(x, y)F(z, t) = F(xz - yt, xt + yz + yt). \tag{1}$$

Cercetînd pentru (1) soluții polinoame omogene de gradul al II-lea găsim polinomul

$$F_2(x, y) = x^2 + xy + y^2. \tag{2}$$

Puterile naturale ale soluției $F_2(x, y)$ sînt polinoame omogene și sînt de asemenea soluții pentru (1). Deci

$$F(x, y) = (x^2 + xy + y^2)^n, \qquad (n \in N). \tag{3}$$

Din (3) deducem că funcțiile reale de două variabile reale

$$F(x, y) = (x^2 + xy + y^2)^\alpha, \qquad (\alpha \in R) \tag{4}$$

sînt soluții pentru (1). Dacă (4) este soluția generală continuă reală pentru (1) rămîne o problemă deschisă.

1.2. Fie $f(x,y)$, $g(x, y)$, $h(x, y) : R^2 \to R$, trei funcții reale de două variabile reale, care satisfac ecuația funcțională

$$f(x, y)f(y, x)[f(x, -y) - f(y, -x)] + f(x, -y)f(y, -x)[f(x, y) - f(y, x)] = \\ = 2g(-x, y)h(-x, y) \tag{5}$$

Dacă se caută soluţii polinoame, de grade minime, se găsesc polinoamele

$$\begin{cases} f(x, y)=C(a^2x^2+ay) \\ g(x, y)=C(a^2x^2-a^2y^2) \\ h(x, y)=C^2(a^4x^2y^2+a^2x^2+a^2y^2) \end{cases} \tag{6}$$

unde a, C sînt constante nenule arbitrare.

Dacă ţinem seama de faptul că „at" este un polinom impar de gradul I, care compune structural (6), deducem că

$$\begin{cases} f(x, y)=C[\alpha^2(x)+\alpha(y)] \\ g(x, y)=C[\alpha^2(x)-\alpha^2(y)] \\ h(x, y)=C^2[\alpha^2(x)\alpha^2(y)+\alpha^2(x)+\alpha^2(y)] \end{cases} \tag{7}$$

cu $\alpha(-x)=-\alpha(x)$, polinom arbitrar impar cu coeficienţii constante arbitrare reale, urmează că soluţiile (7) sînt soluţii polinoame pentru (5) care soluţii depind de un polinom impar arbitrar.

Dacă în (7) $\alpha(x)$ este o funcţie reală impară oarecare avem soluţiile pentru (5) exprimate cu o funcţie reală arbitrară. Este oare în acest caz aceasta soluţia generală pentru (5) ? Problema rămîne deschisă în ceea ce priveşte soluţia generală.

Prin aceste două exemple am arătat cum plecînd de la soluţii elementare ne ridicăm la soluţii complete de o anumită structură.

2. Fie ecuaţia funcţională

$$A(x, y)+B(xy, z)+C(y, z)+D(x, yz)=0 \tag{8}$$

unde $x, y, z \in R$ iar $A(x, y)$; $B(x, z)$; $C(y, z)$; $D(x, z)$: $R^2 \to R$ sînt patru funcţii reale de două variabile reale.

Dacă luăm $z=0 \in R$, din (8) avem,

$$A(x, y)=a(x)+c(y)-\alpha(xy) \tag{9}$$

cu $a(x)$, $c(x)$, $\alpha(x)$: $R \to R$, funcţii arbitrare.

Analog pentru $x=0$, $y=0$ şi $x=1$, avem în final

$$B(x, z)=\alpha(x)+b(z)-\beta(xz) \tag{10}$$

$$C(y, z)=-c(y)-b(z)+\gamma(yz) \tag{11}$$

$$D(x, z)=-a(x)-\gamma(z)+\beta(xz) \tag{12}$$

cu $b(x)$, $\beta(x)$, $\gamma(x)$: $R \to R$, funcţii arbitrare.

Deci soluţia generală reală pentru (8) este dată de (9), (10), (11), (12) şi depinde de 6 funcţii reale arbitrare de o variabilă reală.

2.1. Ecuaţia funcţională

$$F(x, y)G(xy, z)=H(y, z)K(yz, x) \tag{13}$$

cu F, G, H, K : $R^2 \to R$, are ca soluţie generală

$$F(x, y) = \frac{a(x)\, b(y)}{\alpha(xy)},$$

$$G(x, y) = \frac{\alpha(x)\, c(y)}{\beta(xy)}, \tag{14}$$

$$H(x, y) = \frac{b(x)\, c(y)}{\gamma(xy)},$$

$$K(x, y) = \frac{\gamma(x)\, a(y)}{\beta(xy)},$$

unde $a, b, c, \alpha, \beta, \gamma : R \to R$, sînt funcții arbitrare ; și

$$\begin{cases} F(x, y) \equiv 0,\ G(x, y) = \text{oarecare}, & \begin{cases} H(x, y) \equiv 0,\ K(x, y) = \text{oarecare} \\ K(x, y) \equiv 0,\ H(x, y) = \text{oarecare} \end{cases} \\ F(x, y) = \text{oarecare},\ G(x, y) \equiv 0, & \begin{cases} H(x, y) \equiv 0,\ K(x, y) = \text{oarecare} \\ K(x, y) \equiv 0,\ H(x, y) = \text{oarecare} \end{cases} \end{cases} \tag{15}$$

Această ecuație funcțională este corelativă cu ecuația (8).

О РЕШЕНИЯХ НЕКОТОРЫХ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЯХ

(РЕЗЮМЕ)

Автор указывает что функциональные уравнения (1) и (5) имеют решения в виде многочленов, а уравнения (8) и (13) содержат в общих решениях произвольные функции.

OBSERVATIONS SUR LES SOLUTIONS DES QUELQUES ÉQUATIONS FONCTIONNELLES

(RÉSUMÉ)

L'Auteur montre que les équations fonctionnelles (1) et (5) ont solutions polynomes et les équations (8) et (13) ont dans les solutions générales fonctions arbitraires.

REZOLVAREA UNOR ECUAȚII FUNCȚIONALE CU FUNCȚII REALE ȘI PARAMETRI REALI *

DE

V. MIOC

În urma apariției în 1961 a cărții lui J. Aczél [1] „Vorlesungen über Funktional Gleichungen und Ihre Anwendungen", în care se tratează despre ecuații funcționale și sisteme de ecuații funcționale cu un număr minim sau maxim de funcții necunoscute, deci cuprinzînd și tipul Pexider, un mare număr de cercetători din R. P. Ungaria, R. S. F. Jugoslavia, R. P. Polonia, R. S. România etc. au pus și au rezolvat diferite probleme prin numeroasele lucrări publicate, precum și în cadrul congreselor și colocviilor care au dezbătut „Ecuațiile funcționale și aplicațiile lor".

La Cluj I. I. Stamate, în două articole [2], [3] a adus contribuții la ecuațiile funcționale tip Pexider, iar M. Hosszú [4] și E. Vincze [5] au publicat extensiuni ale tipului Pexider, în ceea ce privește „operațiile" din mulțimea de definiție și din mulțimea valorilor funcțiilor necunoscute.

O parte din rezultatele acestui articol au fost comunicate la Sesiunea științifică din martie 1963 de la Institutul de mine din Petroșani. Problema de bază, din acest articol, este studierea unor ecuații funcționale care conțin tipurile clasice de ecuații funcționale Cauchy-Pexider.

$$f(x)+g(y)=h(x+y) \tag{1}$$

$$u(x)+v(y)=w(xy) \tag{2}$$

$$A(x)\cdot B(y)=C(x+y) \tag{3}$$

$$F(x)\cdot G(y)=H(xy) \tag{4}$$

Prima ecuație funcțională studiată este

$$M(x)+N(y)-pM(x)N(y)=P(\alpha x+\beta y+\gamma xy) \tag{5}$$

unde $x, y, z, \alpha, \beta, \gamma, p \in R$ iar $M(x), N(y), P(z): R \to R$.

În (5) α β, γ, p sînt parametri reali, iar după valorile acestora sînt cuprinse cazurile particulare

---

* Prezentată la Redacția Buletinului științific al Institutului Politehnic din Timișoara la 18. XII. 1965.

I) $p=0,\ \gamma=0,\ \alpha\beta\neq 0,$ $M(x)+N(y)=P(\alpha x+\beta y)$ (6)

II) $p=0,\ \alpha=0,\ \beta=0,$ $M(x)+N(y)=P(\gamma xy)$ (7)

III) $p\neq 0,\ \gamma=0,\ \alpha\beta\neq 0,$ $[1-pM(x)][1-pN(y)]=1-pP(\alpha x+\beta y)$ (8)

IV) $p\neq 0,\ \alpha=0,\ \beta=0,$ $[1-pM(x)][1-pN(y)]=1-pP(\gamma xy)$ (9)

V) $p=0,\ \alpha=0,\ \beta\gamma\neq 0,$ $M(x)+N(y)=P(\beta y+\gamma xy)$ (10)

VI) $p=0,\ \beta=0,\ \alpha\gamma\neq 0,$ $M(x)+N(y)=P(\alpha x+\gamma xy)$ (11)

VII) $p\neq 0,\ \alpha=0,\ \beta\gamma\neq 0,$ $[1-pM(x)][1-pN(y)]=1-pP(\beta y+\gamma xy)$ (12)

VIII) $p\neq 0,\ \beta=0,\ \alpha\gamma\neq 0,$ $[1-pM(x)][1-pN(y)]=1-pP(\alpha x+\gamma xz)$ (13)

IX) $p=0,\ \alpha\beta\gamma\neq 0,$ $M(x)+N(y)=P(\alpha x+\beta y+\gamma xy).$ (14)

Soluţiile generale reale măsurabile pentru ecuaţiile funcţionale (1) — (4) Cauchy-Pexider sînt cunoscute, [1, p. 116], M. Kuczma [6, p. 16] şi nu le repetăm aici.

Dăm mai jos soluţiile reale măsurabile pentru ecuaţia funcţională (5), după cazurile indicate mai sus (I—IX).

I) $M(x)=a\alpha x+m;\quad N(y)=a\beta y+n;\quad P(z)=az+m+n$ (6′)

unde a, m, n sînt constante arbitrare reale, iar α, β parametri reali nenuli.

II) $M(x)=a\log|\gamma x|+m;\quad N(y)=a\log|y|+n;\quad P(z)=a\log|z|+m+n$ (7′)

sau

II′) $M(x)=a\log|x|+m;\quad N(y)=a\log|\gamma y|+n;\quad P(z)=a\log|z|+m+n$

III) $M(x)=\frac{1}{p}[1-C_1e^{a\alpha x}];\quad N(y)=\frac{1}{p}[1-C_2e^{a\beta y}];\quad P(z)=\frac{1}{p}[1-C_1C_2e^{az}]$ (8′)

unde a, m, n sînt constante reale arbitrare, iar α, β, p parametri reali nenuli.

IV) $M(x)=\frac{1}{p}[1-C_1|\gamma x|^m];\quad N(y)=\frac{1}{p}[1-C_2|y|^m];$

$$P(z)=\frac{1}{p}[1-C_1C_2|z|^m] \tag{9′}$$

sau

IV′) $M(x)=\frac{1}{p}[1-C_1|x|^m];\quad N(y)=\frac{1}{p}[1-C_2|\gamma y|^m];$

$$P(z)=\frac{1}{p}[1-C_1C_2|z|^m]$$

IV$_1$) $M(x)=\frac{1}{p}[1-C_1|\gamma x|^m\operatorname{sg}\gamma x];\quad N(y)=\frac{1}{p}[1-C_2|y|^m\operatorname{sg}y];$

$$P(z)=\frac{1}{p}[1-C_1C_2|z|^m\operatorname{sg}z] \tag{9″}$$

sau

$$\text{IV}_1')\quad M(x)=\frac{1}{p}[1-C_1|x|^m \operatorname{sg} x];\quad N(y)=\frac{1}{p}[1-C_1|\gamma y|^m \operatorname{sg}\gamma y];$$

$$P(z)=\frac{1}{p}[1-C_1C_2|z|^m \operatorname{sg} z].$$

$$\text{V})\quad M(x)=a\log\left|1+\frac{\gamma}{\beta}x\right|+m;\quad N(y)=a\log|\beta y|+n;\quad P(z)=a\log|z|+m+n \tag{10'}$$

$$\text{VI})\quad M(x)=a\log|\alpha x|+m;\quad N(y)=a\log\left|1+\frac{\gamma}{\alpha}y\right|+n;\quad P(z)=a\log|z|+m+n \tag{11'}$$

$$\text{VII})\quad M(x)=\frac{1}{p}\left[1-C_1\left|1+\frac{\gamma}{\beta}x\right|^m\right];\quad N(y)=\frac{1}{p}[1-C_2|\beta y|^n];$$

$$P(z)=\frac{1}{p}[1-C_1C_2|z|^m] \tag{12'}$$

$$\text{VII}_1)\quad M(x)=\frac{1}{p}\left[1-C_1\left|1+\frac{\gamma}{\beta}x\right|^m \operatorname{sg}\left(1+\frac{\gamma}{\beta}x\right)\right];\quad N(y)=\frac{1}{p}[1-C_2|\beta y|^n \operatorname{sg}\beta y];$$

$$P(z)=\frac{1}{p}[1-C_1C_2|z|^m \operatorname{sg} z] \tag{12''}$$

$$\text{VIII})\quad M(x)=\frac{1}{p}[1-C_1|\alpha x|^m];\quad N(y)=\frac{1}{p}\left[1-C_2\left|1+\frac{\gamma}{\alpha}y\right|^m\right];$$

$$P(z)=\frac{1}{p}[1-C_1C_2|z|^m] \tag{13'}$$

$$\text{VIII}_1)\quad M(x)=\frac{1}{p}[1-C_1|\alpha x|^m \operatorname{sg}\alpha x];\quad N(y)=\frac{1}{p}\left[1-C_2\left|1+\frac{\gamma}{\alpha}y\right|^m \operatorname{sg}\left(1+\frac{\gamma}{\alpha}y\right)\right];$$

$$P(z)=\frac{1}{p}[1-C_1C_2|z|^m \operatorname{sg} z] \tag{13''}$$

$$\text{IX})\quad M(x)=a\log\left|1+\frac{\gamma}{\beta}x\right|+m;\quad N(y)=a\log\left|1+\frac{\gamma}{\alpha}y\right|+n;$$

$$P(z)=a\log\left|1+\frac{\gamma}{\alpha\beta}z\right|+m+n \tag{14'}$$

Pentru cazul general

$$p\neq 0,\ \alpha\beta\gamma\neq 0,\ [1-pM(x)][1-pN(y)]=1-pP(\alpha x+\beta y+\gamma xy) \tag{15}$$

se procedează astfel : pentru $y=0$, rezultă

$$[1-pM(x)][1-pN(0)]=1-pP(\alpha x)$$

iar pentru $x=0$, rezultă

$$[1-pN(y)][1-pM(0)]=1-pP(\beta y).$$

Dacă se înlocuiesc în (15) și se ține seama că

$$[1-pM(0)][1-pN(0)]=1-pP(0)$$

se obține ecuația funcțională

$$[1-pP(\alpha x)][1-pP(\beta y)]=1-pP\left(\alpha x+\beta y+\frac{\gamma}{\alpha\beta}\alpha x\cdot\beta y\right). \tag{16}$$

Dacă se introduce funcția

$$\mathcal{A}\left(1+\frac{\gamma}{\alpha\beta}t\right)=1-pP(t) \tag{17}$$

atunci (16) devine o ecuație funcțională Cauchy

$$\mathcal{A}\left(1+\frac{\gamma}{\beta}x\right)\cdot\mathcal{A}\left(1+\frac{\gamma}{\alpha}y\right)=\mathcal{A}\left(\left[1+\frac{\gamma}{\beta}x\right]\left[1+\frac{\gamma}{\alpha}y\right]\right)$$

cu soluția generală reală măsurabilă cunoscută [1, p. 47]; [6, p. 9].

Dacă se revine acum la (15), se obține soluția generală reală măsurabilă

$$M(x)=\frac{1}{p}\left[1-C_1\left|1+\frac{\gamma}{\beta}x\right|^m\right];\quad N(y)=\frac{1}{p}\left[1-C_2\left|1+\frac{\gamma}{\alpha}y\right|^m\right];$$

$$P(z)=\frac{1}{p}\left[1-C_1C_2\left|1+\frac{\gamma}{\alpha\beta}z\right|^m\right] \tag{15'}$$

$$M(x)=\frac{1}{p}\left[1-C_1\left|1+\frac{\gamma}{\beta}x\right|^m\operatorname{sg}\left(1+\frac{\gamma}{\beta}x\right)\right];$$

$$N(y)=\frac{1}{p}\left[1-C_2\left|1+\frac{\gamma}{\alpha}y\right|^m\operatorname{sg}\left(1+\frac{\gamma}{\alpha}y\right)\right];$$

$$P(z)=\frac{1}{p}\left[1-C_1C_2\left|1+\frac{\gamma}{\alpha\beta}z\right|^m\operatorname{sg}\left(1+\frac{\gamma}{\alpha\beta}z\right)\right]. \tag{15''}$$

Pentru ecuația funcțională (5), mai există, pe lîngă soluția banală

$$M(x)\equiv 0;\quad N(y)\equiv 0;\quad P(z)\equiv 0 \tag{18}$$

și soluții care depind de funcții arbitrare

$$M(x)=\text{oarecare};\quad N(y)=N_1(\text{const.});\quad P(\alpha x)=(1-pN_1)M(x)+N_1 \tag{19}$$

$$M(x)=M_1\ (\text{const.});\quad N(y)=\text{oarecare};\quad P(\beta y)=(1-pM_1)N(y)+M_1 \tag{20}$$

În concluzie, ecuația funcțională (5) cu trei funcții reale măsurabile de un argument real și cu 4 parametri reali p, α, β, γ are tipurile de soluții generale reale măsurabile date de (6'), (7'), (8'), (9'), (9''), (10'), (11'), (12'), (12''), (13'), (13''), (14'), (15'), (15''), (19), (20). În aceste soluții intervin numai constante arbitrare reale, iar în (19) și (20) figurează și funcții arbitrare.

O altă ecuație funcțională cu trei funcții reale măsurabile de două variabile reale fiecare, însă cu 3 parametri reali, este următoarea :

$$F(x, u)+G(y, v)-pF(x, u)\,G(y, v)=H(\alpha x+\alpha y+\gamma xy,\ \gamma u+\gamma v+\alpha uv) \tag{21}$$

După valorile parametrilor p, α, γ deosebim următoarele cazuri din ecuația funcțională (21) :

$$p=0,\ \gamma=0,\ \alpha\neq 0,\ F(x, u)+G(y, v)=H(\alpha x+\alpha y,\ \alpha uv) \tag{22}$$

$$p=0,\ \alpha=0,\ \gamma\neq 0,\ F(x, u)+G(y, v)=H(\gamma xy,\ \gamma u+\gamma v) \tag{23}$$

$$p\neq 0,\ \alpha\neq 0,\ \gamma=0,\ [1-pF(x, u)][1-pG(y, v)]=1-pH(\alpha x+\alpha y,\ \alpha uv) \tag{24}$$

$$p\neq 0,\ \gamma\neq 0,\ \alpha=0,\ [1-pF(x, u)][1-pG(y, v)]=1-pH(\gamma xy,\ \gamma u+\gamma v) \tag{25}$$

$$p=0,\ \alpha\gamma\neq 0,\ F(x, u)+G(y, v)=H(\alpha x+\alpha y+\gamma xy,\ \gamma u+\gamma v+\alpha uv) \tag{26}$$

$$p\neq 0,\ \alpha\gamma\neq 0,\ [1-pF(x, u)][1-pG(y, v)]=1-pH(\alpha x+\alpha y+\gamma xy,\ \gamma u+\gamma v+\alpha uv) \tag{27}$$

Soluțiile generale măsurabile reale pentru fiecare caz în parte se scriu precum urmează :

$$F(x, u)=a\alpha x+b\log|\alpha u|+m;\quad G(y, v)=a\alpha y+b\log|v|+n;$$
$$H(z, t)=az+b\log|t|+m+n \tag{22'}$$

sau

$$F(x, u)=a\alpha x+b\log|u|+m;\quad G(y, v)=a\alpha y+b\log|\alpha v|+n;$$
$$H(z, t)=az+b\log|t|+m+n$$

$$F(x, u)=a\log|\gamma x|+\beta\gamma u+m;\quad G(y, v)=a\log|y|+b\gamma v+n;$$
$$H(z, t)=a\log|z|+bt+m+n \tag{23'}$$

sau

$$F(x, u)=a\log|x|+b\gamma u+m;\quad G(y, v)=a\log|\gamma y|+b\gamma v;$$
$$H(z, t)=a\log|z|+bt+m+n$$

$$F(x, u=\frac{1}{p}[1-K_1e^{a\alpha x}|\alpha u|^m];\quad G(y, v)=\frac{1}{p}[1-C_1e^{a\alpha y}|v|^m];$$
$$H(z, t)=\frac{1}{p}[1-C_1K_1e^{az}|t|^m] \tag{24'}$$

sau

$$F(x, u)=\frac{1}{p}[1-K_1e^{a\alpha x}|u|^m];\quad G(y, v)=\frac{1}{p}[1-C_1e^{a\alpha y}|\alpha v|^m];$$
$$H(z, t)=\frac{1}{p}[1-C_1K_1e^{az}|t|^m]$$

$$F(x, u)=\frac{1}{p}[1-K_1e^{a\alpha x}|\alpha u|^m\operatorname{sg}\alpha u];\quad G(y, v)=\frac{1}{p}[1-C_1e^{a\alpha y}|v|^m\operatorname{sg}v];$$
$$H(z, t)=\frac{1}{p}[1-C_1K_1e^{az}|t|^m\operatorname{sg}t]$$

sau

$$F(x,\ u)=\frac{1}{p}\left[1-K_1e^{a\alpha x}\,|\,u\,|^m\operatorname{sg}u\right];\quad G(y,\ v)=\frac{1}{p}\left[1-C_1e^{a\alpha y}\,|\,\alpha v\,|^m\operatorname{sg}\alpha v\right];$$

$$H(z,\ t)=\frac{1}{p}\left[1-C_1K_1e^{az}\,|\,t\,|^m\operatorname{sg}t\right] \tag{24''}$$

$$F(x,\ u)=\frac{1}{p}\left[1-K_1e^{a\gamma u}\,|\,\alpha x\,|^m\right];\quad G(y,\ v)=\frac{1}{p}\left[1-C_1e^{a\gamma v}\,|\,y\,|^m\right];$$

$$H(z,\ t)=\frac{1}{p}\left[1-C_1K_1e^{at}\,|\,z\,|^m\right] \tag{25'}$$

sau

$$F(x,\ u)=\frac{1}{p}\left[1-K_1e^{a\gamma u}\,|\,x\,|^m\right];\quad G(y,\ v)=\frac{1}{p}\left[1-C_1e^{a\gamma v}\,|\,\alpha y\,|^m\right];$$

$$H(z,\ t)=\frac{1}{p}\left[1-C_1K_1e^{at}\,|\,z\,|^m\right]$$

$$F(x,\ u)=\frac{1}{p}\left[1-K_1e^{a\gamma u}\,|\,\alpha x\,|^m\operatorname{sg}\alpha x\right];\quad G(y,\ v)=\frac{1}{p}\left[1-C_1e^{a\gamma v}\,|\,y\,|^m\operatorname{sg}y\right];$$

$$H(z,\ t)=\frac{1}{p}\left[1-C_1K_1e^{at}\,|\,z\,|^m\operatorname{sg}z\right] \tag{25''}$$

sau

$$F(x,\ u)=\frac{1}{p}\left[1-K_1e^{a\gamma u}\,|\,x\,|^m\operatorname{sg}x\right];\quad G(y,\ v)=\frac{1}{p}\left[1-C_1e^{a\gamma v}\,|\,\alpha y\,|^m\operatorname{sg}\alpha y\right];$$

$$H(z,\ t)=\frac{1}{p}\left[1-C_1K_1e^{at}\,|\,z\,|^m\operatorname{sg}z\right]$$

$$F(x,\ u)=\log\left|1+\frac{\gamma}{\alpha}x\right|^a\cdot\left|1+\frac{\alpha}{\gamma}u\right|^m+b;\ G(y,v)=\log\left|1+\frac{\gamma}{\alpha}y\right|^a\left|1+\frac{\alpha}{\gamma}v\right|^m+c$$

$$H(z,\ t)=\log\left|1+\frac{\gamma}{\alpha^2}z\right|^a\cdot\left|1+\frac{\alpha}{\gamma^2}t\right|^m+b+c; \tag{26'}$$

$$F(x,\ u)=\frac{1}{p}\left[1-K_1\left|1\right|+\frac{\gamma}{\alpha}x\right|^m\cdot\left|1+\frac{\alpha}{\gamma}u\right|^n\Bigg];$$

$$G(y,\ v)=\frac{1}{p}\left[1-C_1\left|1+\frac{\gamma}{\alpha}y\right|^m\left|1+\frac{\alpha}{\gamma}v\right|^n\right];$$

$$H(z,\ t)=\frac{1}{p}\left[1-C_1K_1\left|1+\frac{\gamma}{\alpha^2}z\right|^m\left|1+\frac{\alpha}{\gamma^2}t\right|^n\right] \tag{27'}$$

$$F(x,\ u)=\frac{1}{p}\left[1-K_1\left|1+\frac{\gamma}{\alpha}x\right|^m\left|1+\frac{\alpha}{\gamma}u\right|^n\operatorname{sg}\left(1+\frac{\gamma}{\alpha}x\right)\right];$$

$$G(y,\ v)=\frac{1}{p}\left[1-C_1\left|1+\frac{\gamma}{\alpha}y\right|^m\left|1+\frac{\alpha}{\gamma}v\right|^n\operatorname{sg}\left(1+\frac{\gamma}{\alpha}y\right)\right]$$

$$H(z,\ t)=\frac{1}{p}\left[1-C_1K_1\left|1+\frac{\gamma}{\alpha^2}z\right|^m\cdot\left|1+\frac{\alpha}{\gamma^2}t\right|^n\operatorname{sg}\left(1+\frac{\gamma}{\alpha^2}z\right)\right] \tag{27''}$$

$$F(x, u)=\frac{1}{p}\left[1-K_1\left|1+\frac{\gamma}{\alpha}x\right|^m\cdot\left|1+\frac{\alpha}{\gamma}u\right|^n \operatorname{sg}\left(1+\frac{\alpha}{\gamma}u\right)\right];$$

$$G(y, v)=\frac{1}{p}\left[1-C_1\left|1+\frac{\gamma}{\alpha}y\right|^m\left|1+\frac{\alpha}{\gamma}v\right|^n \operatorname{sg}\left(1+\frac{\alpha}{\gamma}v\right)\right];$$

$$H(z, t)=\frac{1}{p}\left[1-C_1K_1\left|1+\frac{\gamma}{\alpha^2}z\right|^m\left|1+\frac{\alpha}{\gamma^2}t\right|^n \operatorname{sg}\left(1+\frac{\alpha}{\gamma^2}t\right)\right] \quad (27''')$$

$$F(x, u)=\frac{1}{p}\left[1-K_1\left|1+\frac{\gamma}{\alpha}x\right|^m\cdot\left|1+\frac{\alpha}{\gamma}v\right|^n \operatorname{sg}\left(1+\frac{\gamma}{\alpha}x\right)\operatorname{sg}\left(1+\frac{\alpha}{\gamma}u\right)\right];$$

$$G(y, v)=\frac{1}{p}\left[1-C_1\left|1+\frac{\gamma}{\alpha}y\right|^m\left|1+\frac{\alpha}{\gamma}v\right|^n \operatorname{sg}\left(1+\frac{\gamma}{\alpha}y\right)\operatorname{sg}\left(1+\frac{\alpha}{\gamma}v\right)\right]$$

$$H(z, t)=\frac{1}{p}\left[1-C_1K_1\left|1+\frac{\gamma}{\alpha^2}z\right|^m\cdot\left|1+\frac{\gamma}{\alpha^2}t\right|^n \operatorname{sg}\left(1+\frac{\gamma}{\alpha^2}z\right)\operatorname{sg}\left(1+\frac{\alpha}{\gamma^2}t\right)\right. \quad (27^{IV})$$

În toate aceste soluții a, b, c, m, n, C_1, K_1 sînt constante arbitrare reale, iar α, γ, p parametri din ecuația funcțională studiată.

Pe lîngă aceste soluții ecuația funcțională (21) admite și soluții care depind de funcții arbitrare

$$F(x, u)=\text{oarecare}\ ;\ G(y, v)=m\ (\text{const})\ ;\ H(\alpha x, \gamma u)=(1-pm)F(x, u)+m \quad (28)$$

$$F(x, u)=m\ (\text{const.})\ ;\ G(y, v)=\text{oarecare}\ ;\ H(\alpha y, \gamma v)=(1-pm)G(y, v)+m \quad (29)$$

În concluzie, ecuația funcțională (21) cu trei funcții reale măsurabile de două argumente și cu 3 parametri reali p, α, γ are tipurile de soluții generale reale măsurabile date de (22′), (24′), (24″), (25′), (25″), (26′), (27′), (27″), 27‴), (27 IV), (28), (29). În aceste soluții intervin constante arbitrare reale a, b, c, m, n, C_1, K_1 iar în (28) și (29) figurează și funcții arbitrare.

BIBLIOGRAFIE

1. J. Aczél, *Vorlesungen über Funktionalgleichungen und ihre Anwendungen*, ed. Basel. Stuttgart-Berlin, 1961 pp. 44—49 ; 116—123. Bibliografia.
2. I. I. Stamate, Ecuații funcționale de tip Pexider I. Buletinul științific al Inst. Politehnic Cluj, 5, 1962 p. 51—63.
3. I. I. Stamate, Ecuații funcționale de tip Pexider II. Lucrări științifice, Institutul Politehnic Cluj, 7, 1963, p. 51—61.
4. M. Hosszú, Remarks on the Pexider's funktional equation. Studia, Universitatea Babeș-Bolyai, Ser. Math-Phys. 7, 1964, nr. 1 pp. 99—102.
5. E. Vincze, Über eine Verallgemeinerung der Pexiderschen Funktionalgleichungen — Studia, Univ. Babeș-Bolyai Ser. Math-Phys. 7, 1962, nr. 1, p. 103—106.
6. M. Kuczma, A survey of the theory of funktional equations. Unv. Beograd. Public. Electrotehn. Fak. Ser. Math-Phys. Nr. 130, 1964 pp. 1—64.

РЕШЕНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ С ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫМИ ФУНКЦИЯМИ И ПАРАМЕТРАМИ

(РЕЗЮМЕ)

Автор рассматривает функциональное уравнение (5) с тремя действительными соизмеримыми функциями действительного аргумента с тремя параметрами. Уравнение является синтезом видов Коши-Пексидер (1), (2), (3), (4). Множество решений дано в соотношениях (6′), (7′), (8′) ..., (15′), (15″), (19), (20) и выражается произвольными постоянными ; в (19) и (20) имеются и произвольные функции. Затем автор переходит к функциональному уравнению (21) являющимся обобщением функционального уравнения (5) и записывает множество решений по случаям (22), (23), (24), (25, (26), (27), (28) и (29).

RESULITION DE QUELQUES ÉQUATIONS FONCTIONNELLES A FONCTIONS RÉELLES ET PARAMÈTRES RÉELLES

(RÉSUMÉ)

L'auter étudie l'équation fonctionnelle (5) ayant 3 fonctions réelles meusurables, au argument réel et 4 paramètre, qu'il considère comme une synthèse des types Cauchy-Pexider (1), (2), (3), (4). L'ensemble des solutions est donné par (6′), (7′), (8′), . . ., (15′), (15″), (19) et s'expriment par des constantes arbitraires ; cependent en (19) et (20) elles sont en même temps des fonctions arbitraires. Passant ensuite a l'équation fonctionnelle (21) qui est une généralisation de l'équation fonctionnelle (5) l'auteur écrit l'ensemble des solutions selon les cas (22), (23), (24), (25), (26), (27), (28) et (29).

STUDIUL MIȘCĂRILOR PERIODICE ALE UNUI MECANISM VIBROPERCUTANT CU UN GRAD DE LIBERTATE

DE

GH. SILAȘ, A. HEGEDÜS

1. La mecanismele vibropercutante cu un grad de libertate studiate pînă în prezent, pulsația proprie a mecanismului nu coincide cu pulsația forței perturbatoare [1]. În lucrarea [2] se studiază mișcarea unui mecanism vibropercutant, care funcționează la rezonanță pentru ca efectul percuției să fie maxim, considerînd ciocnirea instantanee plastică.

În prezenta lucrare vom studia mișcările perdiodice și stabilitatea lor pentru mecanismul vibropercutant din fig. 1, care funcționează la rezonanță. Pulsația forței perturbatoare fiind ω, vom avea

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}. \tag{1}$$

Ciocnirea dintre masa percutantă m și limitatorul fix A se consideră instantanee. Coeficientul de restituire R se consideră cu orice valoare, deci

$$0 \leqslant R \leqslant 1. \tag{2}$$

Forța perturbatoare este de forma

$$P(t) = F_0 + F \cdot \sin(\omega t + \varphi) \tag{3}$$

Dacă forța perturbatoare este produsă de un electromagnet alimentat cu o tensiune alternativă U ca în fig. 1, forța constantă F_0 are două componente și anume : greutatea masei percutante m și o componentă îndreptată spre electromagnet egală cu amplitudinea F a com-

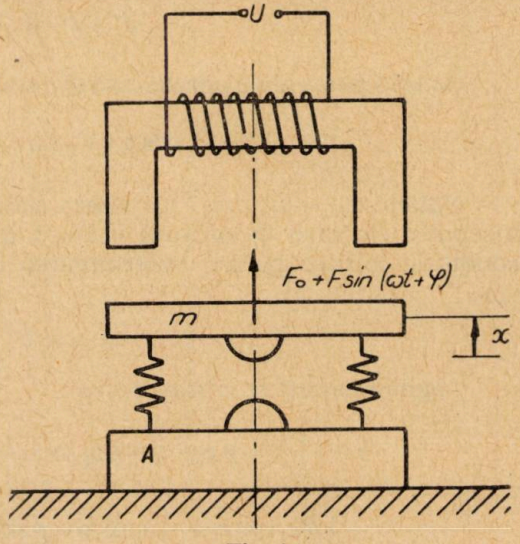


Fig. 1.

ponentei alternative armonice. În acest caz se știe că pulsația ω a forței perturbatoare este egală cu dublul pulsației tensiunii U. Dacă sistemul vibropercutant din fig. 1 funcționează în poziție orizontală vom avea $F_0=F$.

Cînd forța perturbatoare este produsă de excentrice în rotație, forța F_0 conține numai componenta datorită greutății masei percutante, iar F este forța centrifugă $m_0 r\omega^2$.

2. Deplasarea x a masei percutante m în decursul mișcării o vom măsura din poziția în care are loc ciocnirea cu limitatorul fix, sensul pozitiv fiind în sus. Pentru studiul mișcării între două ciocniri consecutive de ordinul i și $i+1$ vom lua ca origine a timpului momentul terminării ciocnirii de ordinul i.

Fie x_0 deformația arcului în momentul ciocnirii. Vom avea $x_0>0$, $x_0<0$, $x_0=0$ după cum în acest moment arcul este întins, comprimat sau nedeformat.

Ecuația diferențială a mișcării între cele două ciocniri consecutive este

$$m\ddot{x}+k(x+x_0)=F_0+F\sin(\omega t+\varphi)$$

sau

$$m\ddot{x}+kx=F_1+F\sin(\omega t+\varphi) \tag{4}$$

unde $F_1=F_0-kx_0$.

Introducem următoarele mărimi adimensionale :

$$\tau=\omega t+\varphi;\quad z=\frac{m\omega^2}{F}x=\frac{k}{F}x;\quad p=\frac{F_1}{F}. \tag{5}$$

Ecuația diferențială (4) devine :

$$z''+z=p+\sin\tau \tag{6}$$

Soluția generală a acestei ecuații este :

$$z=C_1\cos\tau+C_2\sin\tau+p-\frac{1}{2}\tau\cos\tau.$$

Notăm cu $-u_i$, $(u_i>0)$, viteza adimensională a masei percutante la începutul ciocnirii de ordinul i. După ciocnire viteza ei va fi Ru_i. Astfel condițiile inițiale pentru determinarea constantelor de integrare C_1 și C_2 sînt :

$$t=0,\ \tau=\tau_i=\varphi,\ z=0,\ z'=Ru_i.$$

Legile mișcării și vitezei devin :

$$z=\left(\frac{1}{2}\tau_i-p\cos\tau_i-Ru_i\sin\tau_i-\frac{1}{2}\sin\tau_i\cos\tau_i\right)\cos\tau+$$

$$+\left(Ru_i\cos\tau_i+\frac{1}{2}\cos^2\tau_i-p\sin\tau_i\right)\sin\tau+p-\frac{1}{2}\tau\cos\tau \tag{7}$$

$$u=z'=-\left(\frac{1}{2}\tau_i-p\cos\tau_i-Ru_i\sin\tau_i-\frac{1}{2}\sin\tau_i\cos\tau_i\right)\sin\tau+$$

$$+\left(Ru_i\cos\tau_i+\frac{1}{2}\cos^2\tau_i-p\sin\tau_i\right)\cos\tau-\frac{1}{2}\cos\tau+\frac{1}{2}\tau\sin\tau. \qquad (7)$$

Fie τ_{i+1}, valoarea lui τ la începutul ciocnirii de ordinul $i+1$ și $-u_{i+1}$ viteza în acest moment. Cum ciocnirea se face în poziția $z=0$, din ecuațiile (7) obținem :

$$\left(\frac{1}{2}\tau_i-p\cos\tau_i-Ru_i\sin\tau_i-\frac{1}{2}\sin\tau_i\cos\tau_i\right)\cos\tau_{i+1}+$$

$$+\left(Ru_i\cos\tau_i+\frac{1}{2}\cos^2\tau_i-p\sin\tau_i\right)\sin\tau_{i+1}+p-\frac{1}{2}\tau_{i+1}\cos\tau_{i+1}=0 \qquad (8)$$

$$u_{i+1}-\left(\frac{1}{2}\tau_i-p\cos\tau_i-Ru_i\sin\tau_i-\frac{1}{2}\sin\tau_i\cos\tau_i\right)\sin\tau_{i+1}+$$

$$+\left(Ru_i\cos\tau_i+\frac{1}{2}\cos^2\tau_i-p\sin\tau_i\right)\cos\tau_{i+1}-\frac{1}{2}\cos\tau_{i+1}+\frac{1}{2}\tau_{i+1}\sin\tau_{i+1}=0$$

Pentru studiul condițiilor de periodicitate a mișcării vom folosi metoda transformării punctuale a percuției [3]. Percuția de ordinul i o vom reprezenta într-un plan prin punctul M_i de coordonate polare τ_i și u_i (fig. 2). Pentru ca mișcarea masei percutante să fie periodică trebuie ca punctele M_i și M_{i+} să se confunde, adică M_i să se transforme în el însuși constituind astfel punctul fix al transformării. Pentru aceasta va trebui să avem $u_{i+1}=u_i$ și $\tau_{i+1}=\tau_i+2\pi n$. Ultima condiție înseamnă că perioada mișcării masei percutante trebuie să fie un multiplu al perioadei 2π a forței perturbatoare. Astfel din ecuațiile (8) obținem :

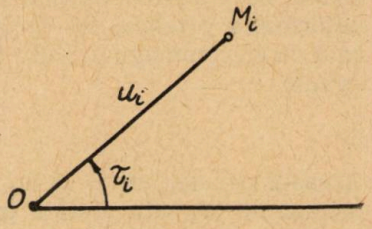


Fig. 2.

$$\cos\tau_i=0 \quad \text{și} \quad u_i=-\frac{\pi n}{1+R}\sin\tau_i .$$

Cum viteza u_i este pozitivă rezultă că avem :

$$\tau_i=\varphi=-\frac{\pi}{2} \quad \text{și} \quad u_i=\frac{\pi n}{1+R}.$$

Înlocuind aceste valori în ecuațiile (8) se constată că sînt verificate pentru $n=1$, deci perioada mișcării va fi egală cu perioada forței perturbatoare. Astfel avem :

$$\tau_i=\varphi=-\frac{\pi}{2} \quad \text{și} \quad u_i=\frac{\pi}{1+R} \qquad (9)$$

iar legile mișcării și vitezei sînt :

$$z = \left(-\frac{\pi}{4} + \pi\frac{R}{1+R}\right)\cos\tau + p\sin\tau + p - \frac{1}{2}\tau\cos\tau$$

$$u = z' = -\left(-\frac{\pi}{4} + \pi\frac{R}{1+R}\right)\sin\tau + p\cos\tau - \frac{1}{2}\cos\tau + \frac{1}{2}\tau\sin\tau$$

Energia cinetică în momentul ciocnirii este

$$E_c = \frac{1}{2}mv_i^2 = \frac{1}{2}m\frac{F^2}{k^2}\omega^2 u_i^2 = \frac{1}{2}\frac{F^2\pi^2}{k(1+R)^2} \approx \frac{5}{(1+R)^2}\cdot\frac{F^2}{k} \tag{10}$$

iar pierderea de energie cinetică în timpul ciocnirii este

$$\Delta E_c = \frac{1}{2}\frac{F^2\pi^2}{k}\cdot\frac{(1-R^2)}{(1+R)^2} \approx \frac{5F^2}{k}\cdot\frac{(1-R^2)}{(1+R)^2}. \tag{11}$$

3. Punînd condiția ca viteza masei percutante la începutul ciocnirii să fie maximă, vom obține un efect al ciocnirii optim. Pentru aceasta va trebui ca accelerația z'' să fie nulă pentru $\tau = \tau_{i+1} = -\frac{\pi}{2} + 2\pi$. Va rezulta condiția $p = 1$ sau

$$F_0 - F = kx_0 \tag{12}$$

ceea ce înseamnă că deformația x_0 a arcului în momentul ciocnirii, indiferent de valoarea coeficientului de restituire R, trebuie să fie egală cu deformația produsă de forța $F_0 - F$. Dacă forța perturbatoare este realizată cu electromagnetul din fig. 1, avem $F_0 = -mg + F$, astfel că ecuația (12) devine :

$$x_0 = -\frac{mg}{k}. \tag{13}$$

Această ecuație arată că în momentul ciocnirii arcul trebuie să fie comprimat cu săgeata statică produsă de greutate. Rezultă că în poziția de repaus a mecanismului masa percutantă trebuie să fie în contact cu limitatorul fără a acționa asupra lui. Cînd forța perturbatoare este realizată cu excentrice avem $F_0 = -mg$, astfel că formula (12) devine :

$$x_0 = -\frac{mg + F}{k} \tag{14}$$

ecuație care arată că în momentul ciocnirii arcul trebuie să fie comprimat cu săgeata produsă de forța $mg + F$, ce rezultă din însumarea greutății cu valoarea forței centrifuge. Se deduce astfel că în poziția de repaus a mecanismului distanța dintre masa percutantă și limitator trebuie să fie egală cu :

$$\delta = \frac{F}{k} = \frac{m_0 r}{m}. \tag{15}$$

Dacă mecanismul vibropercutant funcționează pe orizontală, componenta greutății este nulă. Cînd forța perturbatoare este realizată cu electromagnet, în momentul ciocnirii arcul trebuie să fie nedeformat. Aceasta este și poziția de echilibru static. Cînd forța perturbatoare este realizată

cu excentrice, în momentul ciocnirii arcul trebuie să fie comprimat cu săgeata $x_0=-\frac{F}{k}$. În poziția de echilibru static distanța dintre masa percutantă și limitator este tot δ (15).

Legile mișcării și vitezei în condițiile de mai sus, sînt :

$$z=\left(-\frac{\pi}{4}+\pi\frac{R}{1+R}\right)\cos\tau+\sin\tau+1-\frac{1}{2}\tau\cos\tau$$

$$u=z'=-\left(-\frac{\pi}{4}+\pi\frac{R}{1+R}\right)\sin\tau+\frac{1}{2}\cos\tau+\frac{1}{2}\tau\sin\tau.$$

Făcînd schimbarea de variabilă $\tau=-\frac{\pi}{2}+\theta$ legile de mai sus devin :

$$\begin{aligned} z&=\frac{1}{2}\left(2\pi\frac{R}{1+R}-\theta\right)\sin\theta+1-\cos\theta \\ u&=\frac{1}{2}\left(2\pi\frac{R}{1+R}-\theta\right)\cos\theta+\frac{1}{2}\sin\theta. \end{aligned} \tag{16}$$

Între două ciocniri θ variază de la 0 la 2π.

4. Depărtarea maximă z_m a masei percutante față de limitator se obține pentru $u=0$. Valoarea corespunzătoare θ_m a unghiului θ se va determina din ecuația

$$\operatorname{tg}\theta=\theta-2\pi\frac{R}{1+R}. \tag{17}$$

Se vede că valoarea θ_m depinde numai de coeficientul de restituire R. Notînd cu t_m momentul corespunzător valorii θ_m rezultă că avem :

$$\frac{t_m}{T}=\frac{t_m}{\frac{2\pi}{\omega}}=\frac{\omega t_m}{2\pi}=\frac{\theta_m}{2\pi} \tag{18}$$

ceea ce înseamnă că momentul t_m de maxim a lui z reprezintă o fracțiune din perioada T a mișcării, ce nu depinde de pulsația ω ci numai de coeficientul de restituire R.

Tabelul 1

R	θ_m	z_m	$\frac{t_m}{T}$	R	θ_m	z_m	$\frac{t_m}{T}$
0,00	4,4934	3,4103	0,7151	0,55	4,2535	2,3502	0,6770
0,05	4,4775	3,2645	0,7126	0,60	4,2193	2,2939	0,6716
0,10	4,4607	3,1325	0,7099	0,65	4,1825	2,2420	0 6657
0,15	4,4431	3,0125	0,7071	0,70	4,1403	2 1943	0,6589
0,20	4,4245	2,9031	0,7042	0,75	4,0918	2,1506	0,6512
0,25	4,4048	2,8030	0,7010	0,80	4,0345	2,1108	0,6421
0,30	4,3839	2,7111	0,6977	0,85	3,9642	2,0751	0,6309
0,35	4,3616	2,6267	0,6942	0,90	3,8721	2,0437	0,6163
0,40	4,3376	2,5490	0,6903	0,95	3,7338	2,0175	0,5942
0,45	4,3119	2,4774	0,6862	1,00	3,1416	2,0000	0,5000
0,50	4,2840	2,4113	0,6818				

În tabelul 1 sînt arătate valorile θ_m, z_m și $\frac{t_m}{T} = \frac{\theta_m}{2\pi}$ pentru diferite valori ale coeficientului de restituire R.

Cînd coeficientul de restituire R variază de la 0 la 1, valoarea z_m descrește de la 3,41 la 2. Raportul $\frac{t_m}{T}$ descrește de asemenea continuu de la 0,715 pentru ciocnirea plastică la 0,5 pentru ciocnirea elastică. Aceste rezultate corectează și cele obținute în lucrarea [2]. Pentru $R=0{,}6$ s-a făcut reprezentarea grafică a funcțiunilor z, z', z'' în fig. 3 pentru o perioadă.

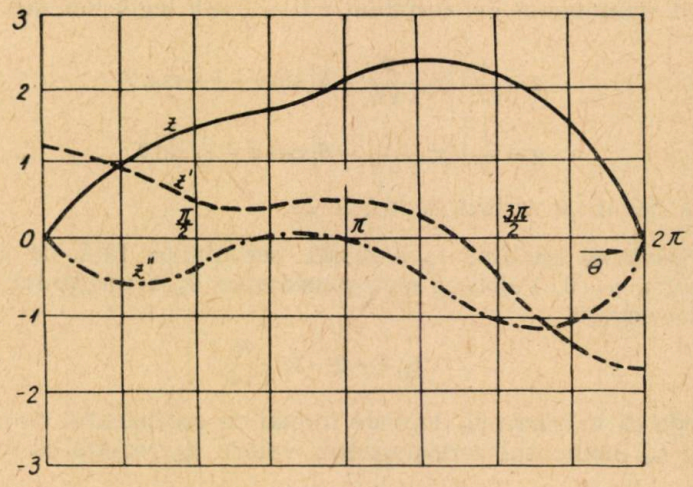


Fig. 3.

5. Pentru mișcarea periodică determinată la paragraful 2 vom studia condițiile de stabilitate folosind metoda transformărilor punctuale [3]. Pentru aceasta vom ține seama că ecuațiile (8) sînt verificate de valorile (9) corespunzătoare punctului fix al transformării. Pentru simplificare ecuațiile (8) le vom scrie sub forma :

$$\varphi_j(\tau_{i+1},\ \tau_i,\ u_{i+1},\ u_i)=0;\quad (j=1,2). \tag{19}$$

Să presupunem acum că din cauza unei perturbații punctul reprezentativ al ciocnirii de ordinul i nu este punctul fix M_i determinat mai sus, ci punctul $M_i'(\tau_i+\xi_i,\ u_i+\varepsilon_i)$ unde ξ_i și ε_i sînt perturbații mici. Din cauza aceasta nici punctul reprezentativ al ciocnirii de ordinul $i+1$ nu va coincide cu punctul fix, ci va fi punctul $M_{i+1}'(\tau_{i+1}+\xi_{i+1},\ u_{i+1}+\varepsilon_{i+1})$ unde la fel ξ_{i+1} și ε_{i+1}, le presupunem perturbații mici. Mișcarea masei percutante între ciocnirile de ordinul i și $i+1$ este reprezentată punctual prin trecerea de la punctul M_i' la punctul M_{i+1}'. Legea transformării punctuale (19) va deveni :

$$\varphi_j(\tau_{i+1}+\xi_{i+1},\ \tau_i+\xi_i,\ u_{i+1}+\varepsilon_{i+1},\ u_i+\varepsilon_i)=0;\quad (j=1,2). \tag{20}$$

Din (19) şi (20) obţinem :

$$\varphi_j(\tau_{i+1}+\xi_{i+1},\ \tau_i+\xi_i,\ u_{i+1}+\varepsilon_{i+1},\ u_i+\varepsilon_i)-\varphi_j(\tau_{i+1},\ \tau_i,\ u_{i+1},u_i)=0\,;\quad (j=1,2)$$

Prin dezvoltare în serie după puterile perturbaţiilor ξ_{i+1}, ε_{i+1}, ξ_i, ε_i, se obţine :

$$\frac{\partial\varphi_j}{\partial\tau_{i+1}}\xi_{i+1}+\frac{\partial\varphi_j}{\partial u_{i+1}}\varepsilon_{i+1}+\frac{\partial\varphi_j}{\partial\tau_i}\xi_i+\frac{\partial\varphi_j}{\partial u_i}\varepsilon_i=0\,;\quad (j=1,2) \tag{21}$$

Pentru acest sistem se caută soluţii de forma $\xi_{i+1}=\lambda\xi_i$, $\varepsilon_{i+1}=\lambda\varepsilon_i$.

În cazul studiat de noi ecuaţiile (21) sînt :

$$\frac{\pi}{1+R}\xi_{i+1}+\frac{\pi}{1+R}R\xi_i=0$$

$$(p-1)\xi_{i+1}+(1-p)\xi_i+\varepsilon_{i+1}+R\varepsilon_i=0.$$

Cu soluţiile $\xi_{i+1}=\lambda\xi_i$, $\varepsilon_{i+1}=\lambda\varepsilon_i$, ecuaţiile devin :

$$(\lambda+R)\xi_i=0$$

$$(p-1)(\lambda-1)\xi_i+(\lambda+R)\varepsilon_i=0. \tag{22}$$

Cum perturbaţiile ξ_i, ε_i sînt diferite de zero, din prima ecuaţie rezultă că trebuie să avem $\lambda=-R$. Pentru cazul $0\leqslant R<1$ avem $0\geqslant\lambda>-1$, astfel că mişcarea periodică a sistemului este stabilă cu condiţia să fie verificată şi ecuaţia a doua, deci dacă avem $p=1$. În caz contrar mişcarea este instabilă.

Cum în ciocnirea naturală avem totdeauna $R<1$, rezultă că pentru $p=1$ mişcarea periodică este stabilă, iar pentru $p\neq1$ este instabilă. Condiţia $p=1$ este necesară şi suficientă atît pentru stabilitatea mişcării periodice, cît şi pentru realizarea vitezei extreme în momentul ciocnirii.

6. Pentru verificarea experimentală a rezultatelor teoretice expuse s-au făcut încercări cu un vibropercutor acţionat prin excentrice (fig. 4), avînd următoarele caracteristici : $m=7{,}35$ kg, $k=104{,}46\,\frac{\text{N}}{\text{cm}}$, $m_0r=$

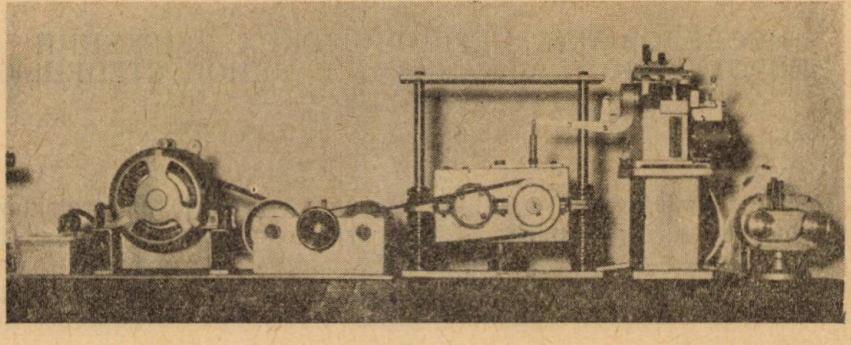


Fig. 4.

$=0{,}896$ kgcm, $R=0{,}6$. Pulsația proprie este $\omega_n=\sqrt{\frac{k}{m}}=37{,}7\ s^{-1}$ și $\delta=\frac{m_0 r}{m}=$ $=0{,}122$ cm. Viteza unghiulară ω a excentricelor a fost egală cu pulsația proprie ω_n ($\omega=\omega_n$). În fig. 5 este redată vibrograma înregistrată cu vibrograful Geiger. Se observă coincidența dintre această curbă și cea teoretică dată cu linie plină în fig. 3. Depărtarea maximă a masei vibropercu-

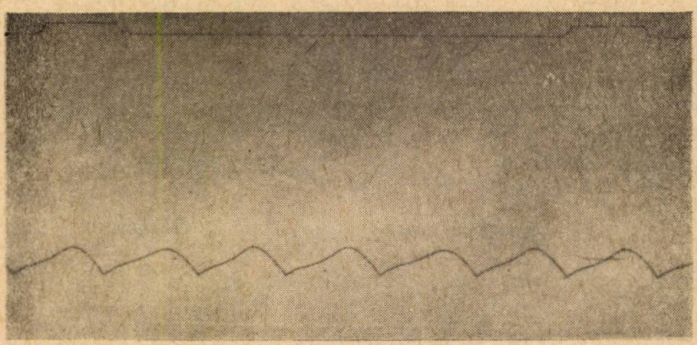


Fig. 5.

tante calculată teoretic (tab. 1) este $2{,}293\,\delta=0{,}279$ cm, iar cea din încercare este 0,266 cm. Abaterea în minus se datorește forțelor de frecare care s-au neglijat în tratarea teoretică.

BIBLIOGRAFIE

1. Беспалова Л. В., К теории виброударного механизма. Изв. АН СССР, ОТН, 1957, № 5.
2. Marinescu M., Maximale mechanische Perkussionsarbeit und deren Wert bei Maschinen mit Perkussionswirkung und sinusförmig um einem Mittelwert schwankender Antriebskraft. Elektrie 1960 nr. 12.
3. Неймарк Ю. И., Метод точечных преобразований в теории нелинейных колебаний. Изв. высш. учебн. завед. Радиофизика, 1958, т. I, № 1, 2.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРИОДИЧЕСКИХ ДВИЖЕНИЙ ВИБРОУДАРНОГО МЕХАНИЗМА С ОДНОЙ СТЕПЕНЬЮ СВОБОДЫ.

(РЕЗЮМЕ)

Рассматривается виброударный механизм (рис. 1) работающий при резонансе (1) и на который воздействует возмужающая сила (3) от электромагнита или вращающихся дебалансов. Указывается что периодические движения системы происходят при условиях (9). Условие максимальной скорости ударной массы, в момент соударения дается уравнением (12).

Устойчивость периодических движений рассматривается при помощи метода точечного отображения. Указывается что периодичесские движения устойчивы при естественных соударениях ($0 \leqslant R < 1$) если удовлетворена зависимость (12). В противном случае периодическое движение неустойчиво.

Теоретические результаты проверены опытным путем при помощи установки на рис. 4.

STUDIUM DER PERIODISCHEN BEWEGUNGEN EINES RÜTTELSYSTEMS MIT EINEM FREIHEITSGRAD

(ZUSAMMENFASSUNG)

Es wird das in Abb. 1. dargestellte Rüttelsystem betrachtet auf welches eine äussere Kraft (3) wirkt, welche durch ein Elektromagnet oder durch rotierende Unwuchtmassen erzeugt wird und dessen Eigenfrequenz mit der Erregerfrequenz übereinstimmt (1). Die Parameter der periodischen Bewegungen sind in (9) bestimmt. Die Bedingung, dass die Geschwindigkeit des Stosskörpers vor dem Stoss einen maximalen Wert besitzt, führt auf die Gleichung (12).

Die Stabilität der periodischen Bewegung wird mit der Methode der Punkttransformation untersucht. Für den natürlichen Stoss ($0 \leqslant R < 1$) ist die periodische Bewegung stabil, wenn die Bedingung (12) erfüllt ist und instabil im Gegenteil.

Die teoretischen Resultate wurden mit der in Abb. 4. dargestellten Versuchsanordnung verifiziert.

ASUPRA FUNCȚIILOR PAUL APPELL

DE

T. BÎNZARU, N. IZVERCEANU și A. ȘT. FILIPESCU

În prezenta lucrare ne propunem să introducem funcțiile lui Paul Appell pe cale geometrică și să transcriem formule analoage cu cele din trigonometria circulară. Pentru obținerea acestor formule ne vom folosi și de calculul cu numere hipercomplexe.

I. Fie cele trei funcții Paul Appell :

$$\left.\begin{aligned} P(\theta, \varphi) &= \frac{e^{\theta+\varphi} + e^{j\theta+j^2\varphi} + e^{j^2\theta+j\varphi}}{3} \\ Q(\theta, \varphi) &= \frac{e^{\theta+\varphi} + j^2 e^{j\theta+j^2\varphi} + j e^{j^2\theta+j\varphi}}{3} \\ R(\theta, \varphi) &= \frac{e^{\theta+\varphi} + j e^{j\theta+j^2\varphi} + j^2 e^{j^2\theta+j\varphi}}{3} \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

cu $j^3=1$ și θ, φ reale.

Mai considerăm funcțiile :

$$T(\theta, \varphi) = \frac{Q(\theta, \varphi)}{P(\theta, \varphi)}, \quad T'(\theta, \varphi) = \frac{R(\theta, \varphi)}{P(\theta, \varphi)}$$

inversele lor

$$CT(\theta, \varphi) = \frac{P(\theta, \varphi)}{Q(\theta, \varphi)}, \quad CT'(\theta, \varphi) = \frac{P(\theta, \varphi)}{R(\theta, \varphi)}$$

și noțiunea de unghi, distanță și elementul de arie introduse de Dévisme.

II. *Alt mod de definire a funcțiilor lui Paul Appell.*

Considerăm tetraiedrul tridreptunghic $OABC$ în sensul lui Paul Appell.

Notăm : $S_1=(BOC)$

$S_2=(COA)$

$S_3=(AOB)$

$S=(ABC)$

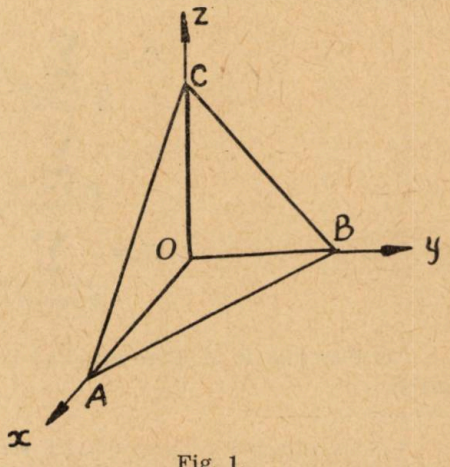


Fig. 1.

Folosind formula elementului de arie avem relaţia :

$$S_1^3+S_2^3+S_3^3-3S_1S_2S_3=S^3 \tag{2}$$

analoagă formulei lui Pitagora.

Pe baza acestei relaţii şi ţinînd seama de : $P^3+Q^3+R^3-3PQR=1$ putem defini funcţiile lui Paul Appell astfel :

$$P(\theta,\varphi)=\frac{S_1}{S},\quad Q(\theta,\varphi)=\frac{S_2}{S},\quad R(\theta,\varphi)=\frac{S_3}{S}$$

$$T'(\theta,\varphi)=\frac{S_2}{S_1},\quad T(\theta,\varphi)=\frac{S_3}{S_1},\quad CT(\theta,\varphi)=\frac{S_1}{S_2},\quad CT'(\theta,\varphi)=\frac{S_1}{S_3}$$

unde θ,φ sînt cele două mărimi reale, ataşate unghiului normalelor la feţele BOC şi ABC.

III. *Relaţii între funcţiile* $P(\theta,\varphi)$, $Q(\theta,\varphi)$, $R(\theta,\varphi)$, T, T', CT, CT'.

a) Relaţia fundamentală

$$P^3(\theta,\varphi)+Q^3(\theta,\varphi)+R^3(\theta,\varphi)-3P(\theta,\varphi)\,Q(\theta,\varphi)\,R(\theta,\varphi)=1 \tag{3}$$

b) Folosind formula lui Moivre :

$$[P(\theta,\varphi)+jQ(\theta,\varphi)+j^2R(\theta,\varphi)]^n=P(n\theta,n\varphi)+jQ(n\theta,n\varphi)+j^2R(n\theta,n\varphi)$$

obţinem

$$\sum_{p+q+r=n}\frac{n!}{p!\,q!\,r!}\,j^{q+2r}\,P^p(\theta,\varphi)\,Q^q(\theta,\varphi)\,R^r(\theta,\varphi)=P_n+jQ_n+j^2R_n$$

de unde prin identificare avem * :

$$\left.\begin{aligned}
P_n&=\sum_{\substack{p+q+r=n\\2r+q=3m}}\frac{n!}{p!\,q!\,r!}\,P^p\cdot Q^q\cdot R^r\\
Q_n&=\sum_{\substack{p+q+r=n\\2r+q=3m+1}}\frac{n!}{p!\,q!\,r!}\,P^p\cdot Q^q\cdot R^r\\
R_n&=\sum_{\substack{p+q+r=m\\2r+q=3m+2}}\frac{n!}{p!\,q!\,r!}\,P^p\cdot Q^q\cdot R^r
\end{aligned}\right\} \tag{4}$$

c) Funcţiile P, A, R se exprimă în funcţie de T şi T' din relaţia fundamentală astfel :

---

* Convenim pentru prescurtarea scrierii să notăm $P(n\theta,n\varphi)=P_n$ şi $P^n(\theta,\varphi)=P^n$ şi analog pentru celelalte funcţii P. Appell.

$$\left.\begin{aligned} P&=\frac{1}{\sqrt[3]{1+T^3+T'^3-3T\cdot T'}}\\ Q&=\frac{T}{\sqrt[3]{1+T^3+T'^3-3T\cdot T'}}\\ R&=\frac{T'}{\sqrt[3]{1+T^3+T'^3-3T\cdot T'}}\end{aligned}\right\} \tag{5}$$

d) Analog cu exprimarea rațională a funcțiilor $\sin\alpha$, $\cos\alpha$, $\operatorname{tg}\alpha$, în raport cu $\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}$ vom exprima funcțiile P, Q, R, T, T', în raport cu $T\left(\frac{\theta}{3}, \frac{\varphi}{3}\right)$ și $T'\left(\frac{\theta}{3}, \frac{\theta}{3}\right)$ astfel : pornind de la P_3, Q_3, R_3 și T'_3 și relația fundamentală scrisă cu argumentele obținem :

$$\left.\begin{aligned} P&=\frac{1+T_{\frac{1}{3}}^3+T_{\frac{1}{3}}'^3+6T_{\frac{1}{3}}\cdot T_{\frac{1}{3}}'}{1+T_{\frac{1}{3}}^3+T_{\frac{1}{3}}'^3-T_{\frac{1}{3}}}\\ Q&=\frac{3\left(T_{\frac{1}{3}}'^2+T_{\frac{1}{3}}^2T_{\frac{1}{3}}'+T_{\frac{1}{3}}\right)}{1+T_{\frac{1}{3}}^3+T_{\frac{1}{3}}'^3-3T_{\frac{1}{3}}\cdot T_{\frac{1}{3}}'}\\ R&=\frac{3\left(T_{\frac{1}{3}}^2+T_{\frac{1}{3}}'^2T_{\frac{1}{3}}+T_{\frac{1}{3}}'\right)}{1+T_{\frac{1}{3}}^3+T_{\frac{1}{3}}'^3-3T_{\frac{1}{3}}T_{\frac{1}{3}}'}\\ T&=\frac{3\left(T_{\frac{1}{3}}'^2+T_{\frac{1}{3}}^2T_{\frac{1}{3}}'+T_{\frac{1}{3}}\right)}{1+T_{\frac{1}{3}}^3+T_{\frac{1}{3}}'^3-3T_{\frac{1}{3}}\cdot T_{\frac{1}{3}}'}\\ T'&=\frac{3\left(T_{\frac{1}{3}}^2+T_{\frac{1}{3}}T_{\frac{1}{3}}'^2+T_{\frac{1}{3}}'\right)}{1+T_{\frac{1}{3}}^3+T_{\frac{1}{3}}'^3-3T_{\frac{1}{3}}T_{\frac{1}{3}}'}\end{aligned}\right\} \tag{6}$$

e) Pentru argumentele hipercomplexe de forma $j\theta$, $j^2\varphi$ și $j'\theta, j\varphi$ se verifică din definiție proprietățile :

$$\left.\begin{aligned} &P(j\theta, j^2\varphi)=P(j^2\theta, j\varphi)=P(\theta, \varphi)\\ &Q(j\theta, j^2\varphi)=jQ(\theta, \varphi)\\ &R(j\theta, j^2\varphi)=j^2R(\theta, \varphi)\\ &Q(j^2\theta, j\varphi)=j^2Q(\theta, \varphi)\\ &R(j^2\theta, j\varphi)=jR(\theta, \varphi)\end{aligned}\right\} \tag{7}$$

f) Pe baza formulelor pentru sume de argumente şi a formulelor (7) se obţin următoarele formule :

$$\left.\begin{aligned}
P(\theta_1,\varphi_1)\cdot P(\theta_2,\varphi_2)&=\frac{P(\theta_1+\theta_2,\ \varphi_1+\varphi_2)+P(j\theta_1+j^2\theta_2,\ j^2\varphi_1+j\varphi_2)+P(j^2\theta_1+j\theta_2,\ j\varphi_1+j^2\varphi_2)}{3}\\
R(\theta_1,\varphi_1)\cdot R(\theta_2,\varphi_2)&=\frac{Q(\theta_1+\theta_2,\ \varphi_1+\varphi_2)+Q(j\theta_1+j^2\theta_2,\ j^2\varphi_1+j\varphi_2)+Q(j^2\theta_1+j\theta_2,\ j\varphi_1+j^2\varphi_2)}{3}\\
Q(\theta_1,\varphi_1)\cdot Q(\theta_2,\varphi_2)&=\frac{R(\theta_1+\theta_2,\ \varphi_1+\varphi_2)+R(j\theta_1+j^2\theta_2,\ j^2\varphi_1+j\varphi_2)+R(j^2\theta_1+j\theta_2,\ j\varphi_1+j^2\varphi_2)}{3}\\
Q(\theta_1,\varphi_1)\cdot R(\theta_2,\varphi_2)&=\frac{P(\theta_1+\theta_2,\varphi_1+\varphi_2)+jP(j\theta_1+j^2\theta_2,\ j^2\varphi_1+j\varphi_2)+j^2P(j^2\theta_1+j\theta_2,\ j\varphi_1+j^2\varphi_2)}{3}\\
P(\theta_1,\varphi_1)\cdot Q(\theta_2,\varphi_2)&=\frac{Q(\theta_1+\theta_2,\varphi_1+\varphi_2)+jQ(j\theta_1+j^2\theta_2,\ j^2\varphi_1+j\varphi_2)+j^2Q(j^2\theta_1+j\theta_2,\ j\varphi_1+j\varphi_2)}{3}\\
R(\theta_1,\varphi_1)\cdot P(\theta_2,\varphi_2)&=\frac{R(\theta_1+\theta_2,\ \varphi_1+\varphi_2)+jR(j\theta_1+j^2\theta_2,\ j^2\varphi_1+j\varphi_2)+j^2R(j^2\theta_1+j\theta_2,\ j\varphi_1+j^2\varphi_2)}{3}
\end{aligned}\right\}\quad(8)$$

g) În formulele (8) notăm :

$$\left.\begin{aligned}\theta_1+\theta_2&=u\\ j\theta_1+j^2\theta_2&=v\\ j^2\theta_1+j\theta_2&=w\end{aligned}\right\}\quad(9)\qquad\text{şi}\qquad\left.\begin{aligned}\varphi_1+\varphi_2&=p\\ j^2\varphi_1+j\varphi_2&=q\\ j\varphi_1+j^2\varphi_2&=r\end{aligned}\right\}\quad(9')$$

şi obţinem :

$$\left.\begin{aligned}
P(u,p)+P(v,q)+P(w,r)&=3P\left(\frac{u+j^2v+jw}{3},\ \frac{p+jq+j^2r}{3}\right)P\left(\frac{u+jv+j^2w}{3},\ \frac{p+j^2q+jr}{3}\right)\\
Q(u,p)+Q(v,q)+Q(w,r)&=3R\left(\frac{u+j^2v+jw}{3},\ \frac{p+jq+j^2r}{3}\right)R\left(\frac{u+jv+j^2w}{3},\ \frac{p+j^2q+jr}{3}\right)\\
R(u,p)+R(v,q)+R(w,r)&=3Q\left(\frac{u+j^2v+jw}{3},\ \frac{p+jq+j^2r}{3}\right)Q\left(\frac{u+jv+j^2w}{3},\ \frac{p+j^2q+jr}{3}\right)\\
P(u,p)+jP(v,q)+j^2P(w,r)&=3Q\left(\frac{u+j^2v+jw}{3},\ \frac{p+jq+j^2r}{3}\right)Q\left(\frac{u+jv+j^2w}{3},\ \frac{p+j^2q+jr}{3}\right)\\
Q(u,p)+jQ(v,q)+j^2Q(w,r)&=3P\left(\frac{u+j^2v+jw}{3},\ \frac{p+jq+j^2r}{3}\right)P\left(\frac{u+jv+j^2w}{3},\ \frac{p+j^2q+qr}{3}\right)\\
R(u,p)+jR(v,q)+j^2R(w,r)&=3R\left(\frac{u+j^2v+jw}{3},\ \frac{p+jq+j^2r}{3}\right)R\left(\frac{u+jv+j^2w}{3},\ \frac{p+j^2q+jr}{3}\right)
\end{aligned}\right\}\quad(10)$$

Menţionăm că aceste formule sînt valabile pentru cazul cînd sînt îndeplinite condiţiile :

$$\left.\begin{aligned}u+v+w&=0\\ p+q+r&=0.\end{aligned}\right\}\quad(10')$$

IV. Pentru calculul sumelor :

$$\left.\begin{aligned} S_1 &= \sum_{k=0}^{n} P_k \\ S_2 &= \sum_{k=0}^{n} Q_k \\ S_3 &= \sum_{k=0}^{n} R_k \end{aligned}\right\} \tag{11}$$

vom porni de la :

$$\begin{aligned} \sum_{k=0}^{n-1} (P_k + jQ_k + j^2R_k) &= 1 + (P_1 + jQ_1 + j^2R_1) + \ldots + P_n + jQ_n + j^2R_n = \\ &= 1 + (P_1 + jQ_1 + j^2R_1) + (P_1 + jQ_1 + j^2R_1)^2 + \ldots + (P_1 + jQ_1 + j^2R_1)^n \end{aligned} \tag{12}$$

unde

$$\omega = P_1 + jQ_1 + j^2R_1$$

Suma $1 + \omega + \omega^2 + \ldots + \omega^{n-1} = \frac{1-\omega^n}{1-\omega} = \frac{1-(P_n + jQ_n + j^2R_n)}{1-(P_1 + jQ_1 + j^2R_1)}$ de unde prin identificare, obținem :

$$\left.\begin{aligned} S_1 &= \frac{P_{n+1} + (P_n - 1)(1 - 3P_1) + P_{n-1} - P_1 - P_{-1}}{3(P_1 - P_{-1})} \\ S_2 &= \frac{Q_{n+1} + Q_n(1 - 3P_1) + Q_{n-1} - Q_1 - Q_{-1}}{3(P_1 - P_{-1})} \\ S_3 &= \frac{R_{n+1} + R_n(1 - 3P_1) + R_{n-1} - R_1 - R_{-1}}{3(P_1 - P_{-1})} \end{aligned}\right\} \tag{13}$$

BIBLIOGRAFIE

1. J. Devisme, Sur l'équation de M. P. Humbert-Thèse Paris, 1933. Ann. Fac. Toulouse 1933, t. XXV, p. 143—238.
2. Oct. Em. Gheorghiu, Despre un spațiu cuazi-euclidian — Studii și cercetări științifice. Acad. R.P.R. Baza Timișoara anul II 1955, seria I — nr. 1—4.
3. Oct. Em. Gheorghiu, Asupra funcțiilor de variabilă hipercoplexă. — Buletinul „Comunicări științifice și tehnice" — Institutul politehnic Timișoara — anul II — 1956.
4. M. Roșculeț, O teorie a funcțiilor de o variabilă hipercomplexă în spațiul cu trei dimensiuni. Studii și cercetări matematice, tomul V, nr. 3—4, 1954, p. 361—401.

BIBLIOTECA CENTRALĂ UNIVERSITARA 1948

О ФУНКЦИЯХ ПАУЛА АППЕЛЛА

(РЕЗЮМЕ)

В настоящию работу мы внесли функции Паула Аппелла геометрическим путём и дали зависимости аналогичные зависимостям циркулярной тригонометрии.

SUR LES FONCTIONS DE PAUL APPELL

(RÉSUMÉ)

Dans le présent travail on a introduit les fonctions de Paul Appell sur la voie géométrique et on a donné des relations analogues aux relations de la trigonométrie circulaire.

STUDIUL SORBȚIEI NIOBIULUI ȘI TANTALULUI DIN SOLUȚII CITRICE PE RĂȘINI SCHIMBĂTOARE DE ANIONI *)

DE

C. DRĂGULESCU și I. KYRI

Metoda sorbției pe schimbători de ioni este în prezent destul de bine elaborată și se întrebuințează larg pentru studiul stării substanțelor în soluție. Schimbul ionic permite să se determine formele de existență și stabilitatea diferitelor combinații complexe din comportarea soluțiilor lor la sorbție (metoda lui J. Schubert, S. Fronaeus, V. I. Paramonova, etc.) [1—7]

Sorbția niobiului și tantalului pe schimbători de ioni din diferite soluții a fost studiată de către mai mulți autori, cercetările fiind îndreptate îndeosebi asupra combinațiilor complexe ale acestor două elemente.

V. I. Paramonova și colaboratorii [8] au studiat starea niobiului în soluții de acid azotic, acid sulfuric și acid percloric și au stabilit domeniile de existență ale diferiților complecși în funcție de concentrația în acid pe baza curbelor de sorbție. I. P. Alimarin și O. M. Petruhin [9] au cercetat sorbția soluțiilor tartrice de niobiu și tantal în funcție de *p*H și concentrația în metal a soluțiilor. B. I. Nabivanet [10] a determinat starea tantalului în soluții de acid oxalic, acid tartric, acid fluorhidric și apă oxigenată.

În lucrarea de față se studiază sorbția niobiului și tantalului din soluții citrice pe rășina schimbătoare de ioni puternic bazică Amberlite IRA-410 prin metoda statică, cercetîndu-se dependența sorbției de *p*H-ul soluțiilor, de concentrația metalului și de concentrația acidului citric în soluție.

PARTEA EXPERIMENTALĂ

Soluțiile de niobiu și tantal s-au preparat prin topirea probelor de Nb_2O_5 respectiv Ta_2O_5 cu sulfat acid de potasiu în raport de 1 : 15 și dizolvarea ulterioară a topiturilor răcite într-o soluție concentrată de acid citric la fierbere. Soluția s-a diluat apoi pînă la concentrația dorită.

---

* Rezultate comunicate la cea de-a III-a Conferință Republicană de Chimie 27—30 iunie 1966.

Într-un vas conic s-au introdus un gram rășină Amberlite IRA-410 (50—100 mesh), pregătită în mod obișnuit prin saturare cu un exces de acid citric și 25 ml soluție citrică de niobiu respectiv tantal și s-au agitat cu ajutorul unui agitator mecanic. Soluțiile s-au lăsat în contact cu rășina timp de 48 ore. După stabilirea echilibrului s-a determinat concentrația soluțiilor în Nb_2O_5 respectiv Ta_2O_5 prin metoda fotocolorimetrică [11], [12].

Influența *p*H-ului asupra sorbției s-a cercetat în soluții de acid citric 0,5 M a căror concentrație exprimată în Nb_2O_5 respectiv Ta_2O_5 a fost de 0,5 mg/ml. *p*H-ul soluțiilor s-a stabilit prin adăugare de hidroxid de amoniu și apă distilată.

Cantitățile procentuale de Nb_2O_5 respectiv Ta_2O_5 sorbite pe rășină în funcție de *p*H-ul soluției s-au reprezentat în fig. 1.

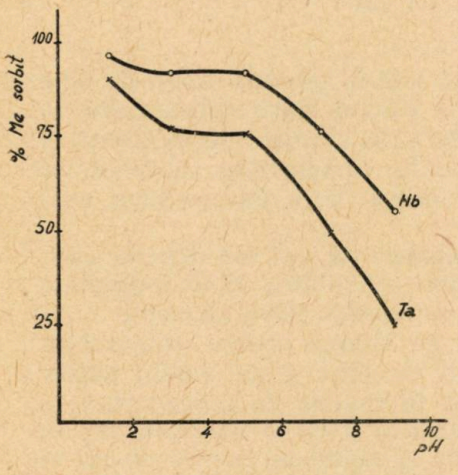


Fig. 1. Sorbția Nb (Ta) în funcție de *p*H.

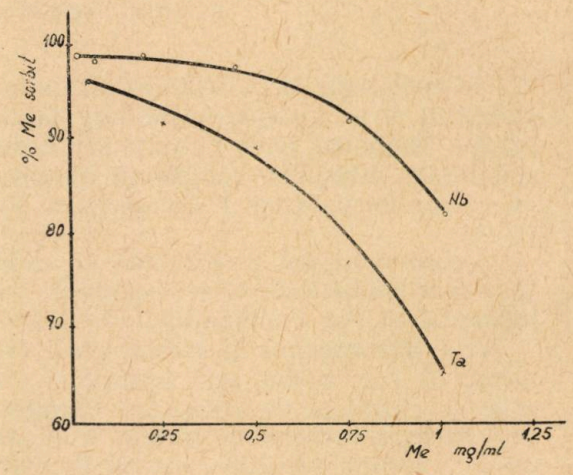


Fig. 2. Sorbția Nb (Ta) în funcție de concentrație în metal.

Se observă că în domeniul acid cantitățile procentuale sorbite din fiecare element sînt destul de mari, apropiindu-se pentru niobiu de 100%. Cantitățile sorbite de tantal sînt însă mai mici decît cele de niobiu în întreg domeniul de *p*H studiat. În domeniul slab acid, respectiv neutru și bazic sorbția scade foarte mult.

Variația sorbției în funcție de concentrația în metal a soluțiilor s-a studiat pentru soluții cuprinzînd $2{,}5 \cdot 10^{-2}$—1,5 mg Nb_2O_5 respectiv Ta_2O_5/ml în acid citric 0,5 M.

Cantitățile procentuale de Nb_2O_5 respectiv Ta_2O_5 sorbite pe rășină la diferite concentrații ale metalelor sînt date în fig. 2.

Din figura 2 rezultă că, cantitatea sorbită de niobiu rămîne aproape constantă în intervalul de concentrație $2{,}5 \cdot 10^{-2}$ pînă la $5 \cdot 10^{-1}$ mg

Nb_2O_5/ml. La concentrații mai mari în Nb_2O_5 scăderea sorbției este mai pronunțată. Cantitatea sorbită de tantal scade în mod uniform pentru tot domeniul de concentrație studiat.

Dependența sorbției de concentrația în acid citric a fost determinată în soluții ce conțin cantități egale de metal, 0,5 mg Nb_2O_5 respectiv Ta_2O_5/ml, dar cantități diferite de acid citric. Concentrațiile de acid citric au fost cuprinse între valorile 0,1—3 M.

Din rezultatele experimentale se observă că odată cu creșterea concentrației acidului citric crește și concentrația metalului din soluțiile de echilibru.

Figura 3 arată variația sorbției pentru niobiu respectiv tantal cu creșterea concentrației în acid citric.

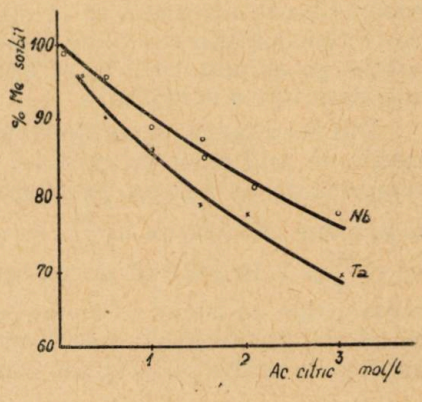


Fig. 3. Sorbție Nb (Ta) în funcție de concentrație în acid citric.

INTERPRETAREA REZULTATELOR

Din rezultatele experimentale obținute la sorbția niobiului și tantalului din soluții citrice în condiții diferite de *p*H, concentrație în metal și concentrație în acid citric se poate deduce existența unor anioni complecși.

Variația sorbției metalului pe rășini schimbătoare de anioni în funcție de concentrația adendului se exprimă cantitativ prin următoarea relație [13]:

$$\frac{d \ln K_D}{d \ln [A]} = \frac{m}{a} - n$$

în care : K_D este coeficientul de distribuție,
$[A]$ — concentrația adendului,
m — sarcina metalului central,
a — sarcina adendului,
n — numărul mediu al grupelor coordinate.

Coeficienții de distribuție s-au calculat după relația :

$$K_D = \frac{q \cdot v}{Q \cdot G}$$

în care : q este cantitatea de ioni pe rășină, g,
v — volumul fazei apoase, ml,
Q — cantitatea de ioni în faza apoasă, g,
G — cantitatea de rășină uscată, g.

Se observă că la mărirea lui A la început funcția crește (lim $n=0$) pînă ce $n=\frac{m}{a}$, cînd trece printr-un maxim, iar apoi la valori $n>\frac{m}{a}$ scade. Aceasta înseamnă că la mărirea concentrației adendului, la început crește concentrația anionilor complecși ceea ce are ca urmare și creșterea sorbției pe anionit, pînă ce se ajunge la o valoare maximă, după care are loc o desorbție a anionilor.

Din rezultatele experimentale trecute în tabelul 3 rezultă că concentrațiile de acid citric cu care s-a lucrat determină o desorbție a anionilor complecși de pe anionit. Deoarece, conform relației de mai sus la desorbție se pune condiția ca $n>\frac{m}{a}$, se obține pentru cazurile studiate $n>1$, pentru că $\frac{m}{a}\geqslant 1$. Rezultă că în condițiile unui exces de acid citric se leagă mai multe grupe de adend la atomul central al complexului, spre deosebire de complecșii polinucleari ce se formează în cazul unui exces din metalul central față de acid citric [14], sau complecși în care raportul M : Cit = 1 : 1 [15].

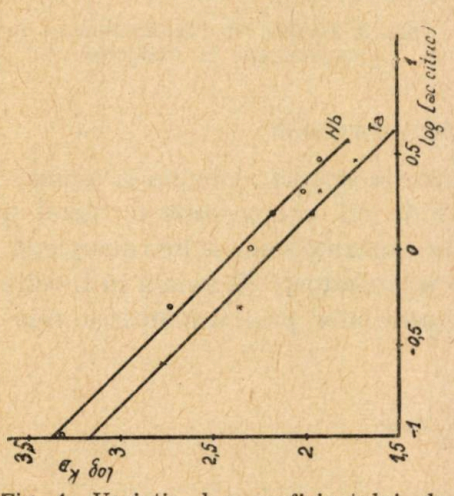


Fig. 4. Variația log coeficientului de distribuție în funcție de log concentrației adendului.

Reprezentarea grafică a log K_D în funcție de log [A] arată o dependență aproximativ liniară (fig. 4), ceea ce înseamnă că se formează cu preponderență un singur anion complex.

Scăderea sorbției odată cu creșterea concentrației metalului poate fi explicată prin formarea de particule coloid-disperse la concentrații mai mari în metal.

Din comportarea soluțiilor la sorbția în funcție de pH se observă că formarea complecșilor are loc în mediu acid. La valori mai mari de pH sorbția scade, determinată de descompunerea complecșilor.

CONCLUZII

Din sorbția niobiului și tantalului din soluții citrice pe rășină schimbătoare de anioni puternic bazică Amberlite IRA-410 se poate deduce existența unor anioni complecși.

În condițiile unui exces de acid citric se leagă mai multe grupe de adend la atomul central.

Se formează cu preponderență un singur anion complex.

La concentrații mai mari de metal se formează particule coloid-disperse.

Formarea complecșilor are loc în domeniul acid. Ridicarea pH-ului determină descompunerea complecșilor.

BIBLIOGRAFIE

1. Mayer, S. W.; Schwartz, S. D., J. Amer. Chem. Soc. Washington, S.U.A., 1951, 73, 1, pp. 222—224.
2. Connick, R. E., Mayer, S. W., J. Amer. Chem. Soc., Washington, S.U.A., 1951, 73, 3, pp. 1176—1179.
3. Feldmann, I., Toribara, T. Y., Neumann, W. F., J. Amer. Chem. Soc., Washington, S.U.A., 1955, 77, 4, pp. 878—881.
4. Nelson, F., Kraus, K. A., J. Amer. Chem. Soc., Washington, S.U.A., 1955, 77, 3, pp. 801—804.
5. Ermakov, A. N., Beliaeva, V. K., Marov, I. N., Cimutova, A. K. Zhur. neorg. Khim., Moscova, U.R.S.S., 1959, 4, 2, pp. 493—496.
6. Riabcikov, D. I., Ermakov, A. N., Beliaeva, V. K., Marov, I. N., Zhur. neorg. Khim., Moscova, U.R.S.S., 1960, 5, 5, pp. 1051—1067.
7. Riabcikov, D. I., Marov, I. N., Iao Ke-Min, Zhur. neorg. Khim., Moscova, U.R.S.S., 1962, 7, 12, pp. 2716—2724.
8. Paramonova, V. I., Barțenev, S.A., Zhur. neorg. Khim., Moscova, U.R.S.S., 1958, 3, 1, pp. 74—81.
9. Alimarin, I. P., Petruhin, O. M., Zhur. neorg. Khim., Moscova, U.R.S.S., 1962, 7, 2, pp. 401—406.
10. Nabivaneț, B. I., Zhur. neorg. Khim., Moscova, U.R.S.S., 1963, 8, 10, pp. 2302—2307.
11. Babko, A. K., Pilipenko, A. T., *Analiza colorimetrică*, București, R.P.R., I.D.T., 1951, v. 1, p. 183.
12. Lauer, R. S., Poluektov, N. S., Zavodskaya Lab., Moscova U.R.S.S., 1959, 25, 8, pp. 903—905.
13. Riabcikov, D. I., Ermakov, A. N., Beliaeva, V. K., Marov, I. N., Zhur. neorg. Khim., Moscova, U.R.S.S., 1959, 4, 8, p. 1820.
14. Babko, A. K., Lukacina, V. V., Ukrain, Khim., Zhur., Kiev, U.R.S.S. 1961, 27, 6, p. 795.
15. Fairbrother, F., Taylor, J. B., J. Chem. Soc., London, Anglia, 1956, oct., p. 4951.

ИЗУЧЕНИЕ СОРБЦИИ НИОБИЯ И ТАНТАЛА ИЗ РАСТВОРОВ В ЛИМОННОЙ КИСЛОТЕ НА АНИОННО-ОБМЕННЫХ СМОЛАХ

(РЕЗЮМЕ)

В работе исследуется сорбция растворов ниобия и тантала в лимонной кислоте на сильно основной анионно-обменной смоле Амберлит ИРА-410 в зависимости от pH, концентрации металла и концентрации лимонной кислоты в растворе.

Установлено существование нескольких комплексных анионов в кислой области.

В условиях излишка лимонной кислоты к центральному атому присоединяются несколько групп адденда.

Повышение pH обусловливает разложение комплексов.

ADSORBTION VON NIOBIUM UND TANTAL AUS ZITRONENSAUREN LÖSUNGEN AN ANIONENAUSTAUSCHERN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Die Adsorbtion von Niobium und Tantal aus zitronensauren Lösungen an dem stark basischen Anionenaustauscher Amberlite IRA-410 wird in Abhängigkeit vom *p*H-Werte der Lösung, Konzentration des Metalls und Konzentration der Zitronensäure untersucht.

Im sauren Bereiche wird das Vorhandensein von Anionenkomplexen festgestellt.

Bei einem Überschuss von Zitronensäure werden mehrere Liganden an das Zentralatom gebunden.

Eine Erhöhung des *p*H-Wertes hat eine Zersetzung der Komplexe zur Folge.

SPECTRE ÎN VIZIBIL ȘI ULTRAVIOLET ALE ACIDULUI ANTRANILIC — Fe (III) — H_2O_2 ȘI A DERIVAȚILOR SĂI ACETICI

DE

C. DRĂGULESCU și ROZALIA KUZMAN-ANTON

Într-o lucrare anterioară [1] efectuată în laboratorul nostru, s-a arătat că acidul antranil diacetic formează cu Fe (III) și H_2O_2 un compus intens colorat, a cărui formare și descompunere are loc în timp. Este cunoscut de altfel că unii acizi amino-carboxilici pot să formeze complecși micști, în care în afară de metal să mai între și apa oxigenată. Astfel au fost studiați complecșii micști ai fierului cu apa oxigenată și adenzii EDTA, NTA, DCTA, [2], [3], [4], [5].

Noi am constatat că acidul *o*-amino-benzoic și acidul *N*-carboxi-metil antranilic dau complecși micști cu Fe (III) și H_2O_2, aproximativ în aceleași condiții ca acidul antranil diacetic. Pentru completarea cercetărilor noastre ne-am propus să urmărim evoluția reacției între Fe (III) — H_2O_2 — acid antranilic și derivații săi acetici.

PARTEA EXPERIMENTALĂ

Reactivi.

Soluția 0,01 m de acid *o*-amino-benzoic s-a preparat prin cîntărire directă din produs Gliwice, peste care s-a adăugat sol. 0,1 n NaOH în cantitate echivalentă.

Soluția 0,01 m de acid fenil glicin-*o*-carbonic s-a obținut tot prin cîntărire directă, din produs preparat și purificat de noi, avînd o puritate analitică.

Soluția ANDA 0,01 m s-a preparat după metoda indicată în lucrările noastre anterioare, [6].

Soluția ferică 0,1 m s-a preparat din $FeCl_3$ sublimată a cărei titru s-a stabilit gravimetric. La determinările spectrofotometrice ea se diluiază după necesități.

Soluția 0,01 m de H_2O_2 s-a preparat din produs Chinoin, titrul stabilindu-se pe cale manganometrică.

Aparatura.

Absorbția optică a soluțiilor în funcție de timp, s-a urmărit cu un spectrofotometru universal V.S.U.$_1$.

Măsurările de *p*H au fost făcute cu un *p*H-metru MV 11 folosind electrod de sticlă și electrod saturat de calomel.

REZULTATE EXPERIMENTALE ȘI INTERPRETAREA LOR

În cursul experiențelor noastre s-a determinat dependența $E=f(t)$ la *p*H= const., pentru diferite raporturi de concentrații între Fe (III), H_2O_2 și acid antranilic, respectiv Fe (III), H_2O_2, acid fenil glicin-*o*-carbonic, de asemenea dependența $E=f(t)$ la valori diferite ale *p*H-ului și un raport constant între aceiași parteneri de reacție. În cazul compusului ANDA — Fe (III) — H_2O_2 aceste dependențe au fost studiate într-una din notele noastre anterioare [1].

În figurile 1, 2, 3, 4 sînt ilustrate rezultatele experimentale.

Din figurile 1 și 3 se vede că menținînd *p*H-ul constant și variind raporturile între componenți, viteza de formare a compusului Fe (III) — H_2O_2 — acid antranilic, respectiv Fe (III) — acid fenil glicin-*o*-carbonic — H_2O_2, este diferită, ea crește mult cu creșterea excesului de Fe (III), pe cînd excesul de H_2O_2 influențează în mai mică măsură.

În figurile 2 și 4 sînt trasate curbele $E=f(t)$ pentru raporturi constante între componenți și la diferite valori de *p*H. Timpul de reacție scade cu creșterea *p*H-ului, iar intensitatea extincției crește.

Stabilitatea compusului mixt care se formează, este influențată mult de concentrația în adend (întocmai ca în cazul adendului ANDA). În cazul acidului antranilic și fenil glicin-*o*-carbonic nu este posibilă adăugarea unui exces prea mare de adend, deoarece apare un precipitat brun închis, mai ales la descompunerea complexului și la concentrații molare mai mari.

Curbele de absorbție a celor trei adenzi cu Fe (III) și H_2O_2 atît în vizibil cît și în ultraviolet, au fost trasate la *p*H = 3 și pentru raportul 1 : 1 : 1 între componenți.

Soluțiile de lucru s-au preparat astfel : Într-un pahar de 100 ml s-au măsurat volume egale de soluție ferică 0,01 m și adend 0,01 m, s-a diluat cu apă pînă la aproximativ 75 ml și s-a potrivit *p*H-ul la 3,0 prin adăugare de HCl sau NaOH. S-au trecut apoi cantitativ soluțiile într-un balon cotat de 100 ml, s-a adăugat apă oxigenată și s-a completat la semn cu soluție clorhidrică de un *p*H = 3,0. După agitare se măsoară $E=f(t)$ la λ = constant. Se aplică același procedeu pentru fiecare lungime de undă. Avînd curbele $E=f(t)$ pentru fiecare lungime de undă se trasează curbele de absorbție $E=f(\lambda)$ la timpii $t=1, 2, 3, 4, 5 \ldots$ etc. minute.

În domeniul de absorbție vizibil (fig. 5, 6 și 7) alura curbelor este aceeași, ele diferă doar prin intensitatea extincției, mult mai mare spre regiunea ultravioletă, aspect care caracterizează și absorbția adendului pur.

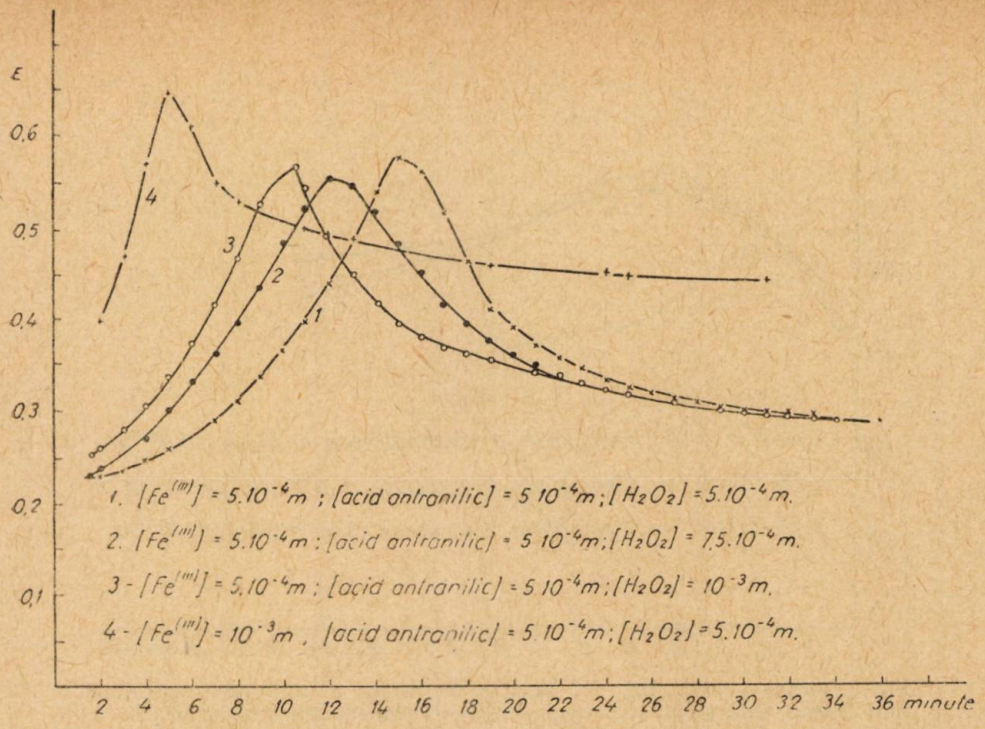


Fig. 1. Variația extincției în funcție de timp a soluțiilor conținînd Fe(III)-acid antranilic-H_2O_2 în concentrații diferite și pH=3.

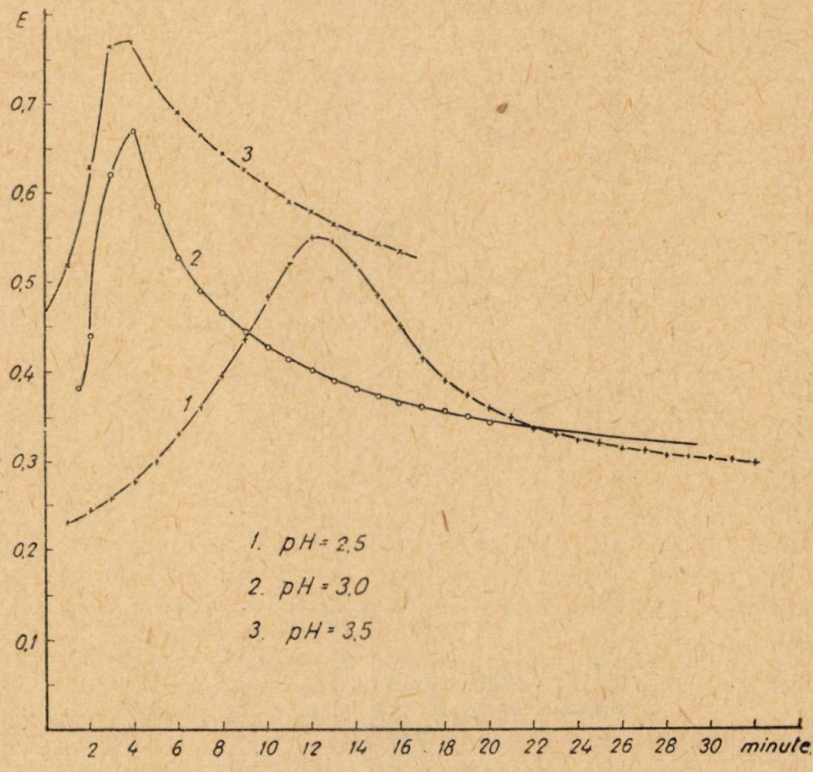


Fig. 2. Variația extincției în funcție de timp, la raport constant între Fe(III) : acid antranilic : H_2O_2=1 : 1 : 1, ($5 \cdot 10^{-4}$ m) și pH diferit.

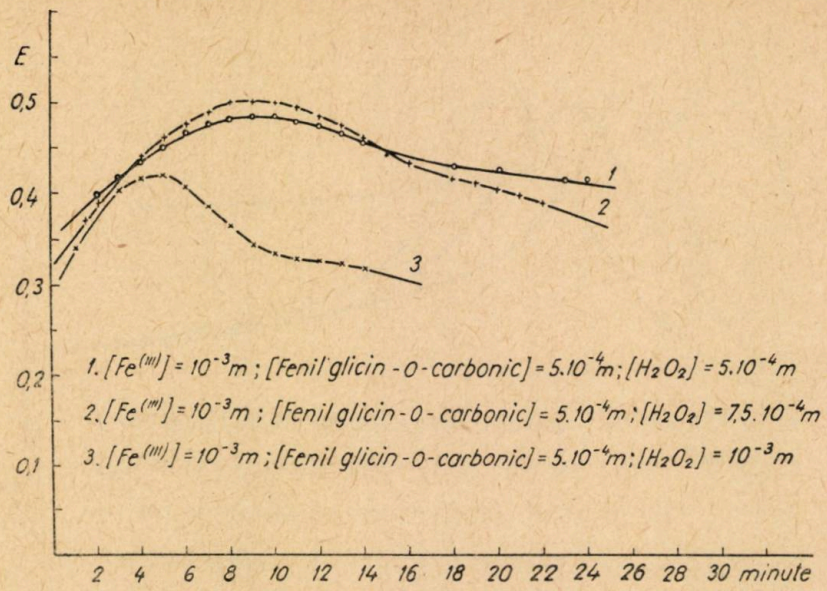


Fig. 3. Variația extincției în funcție de timp a soluțiilor conținînd Fe(III)-acid fenil glicin-*o*-carbonic—H_2O_2 în concentrații diferite la *p*H=3.

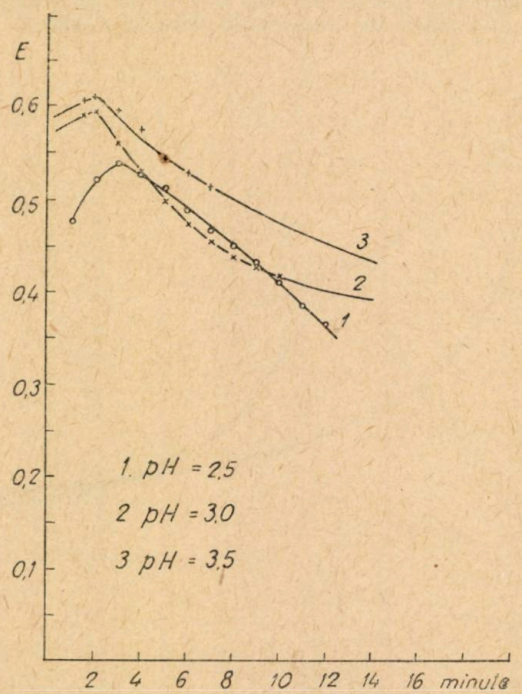


Fig. 4. Variația extincției în funcție de timp la raport constant între Fe(III) : fenil glicin-*o*-carbonic : H_2O_2=1 : 1 : 1, ($5 \cdot 10^{-4}$ m) și pH diferit.

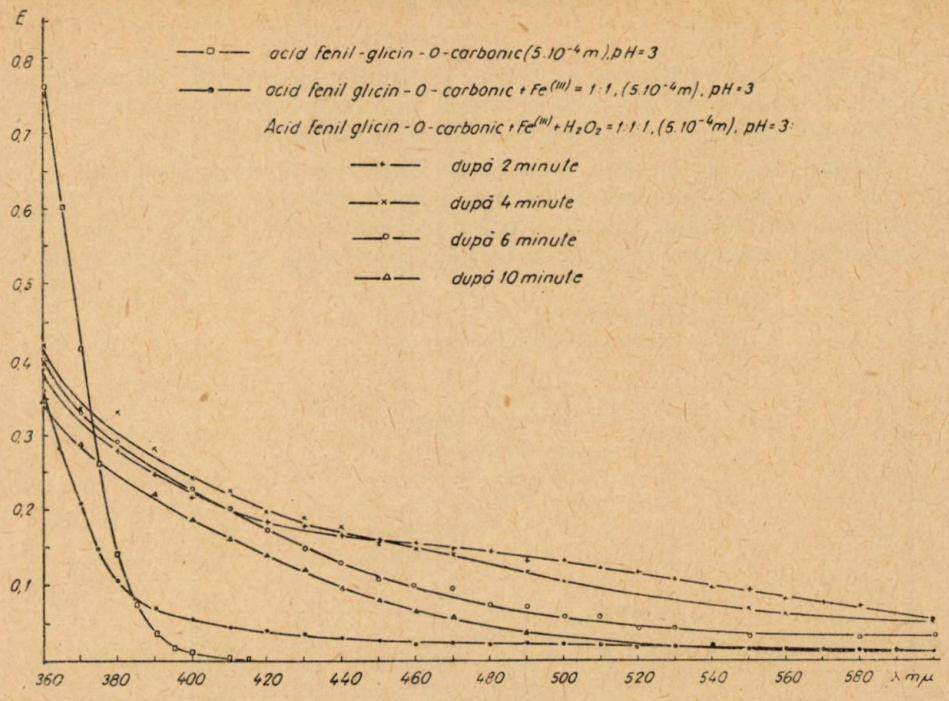


Fig. 5. Variația extincției în funcție de lungimea de undă în vizibil. Acid antranilic.

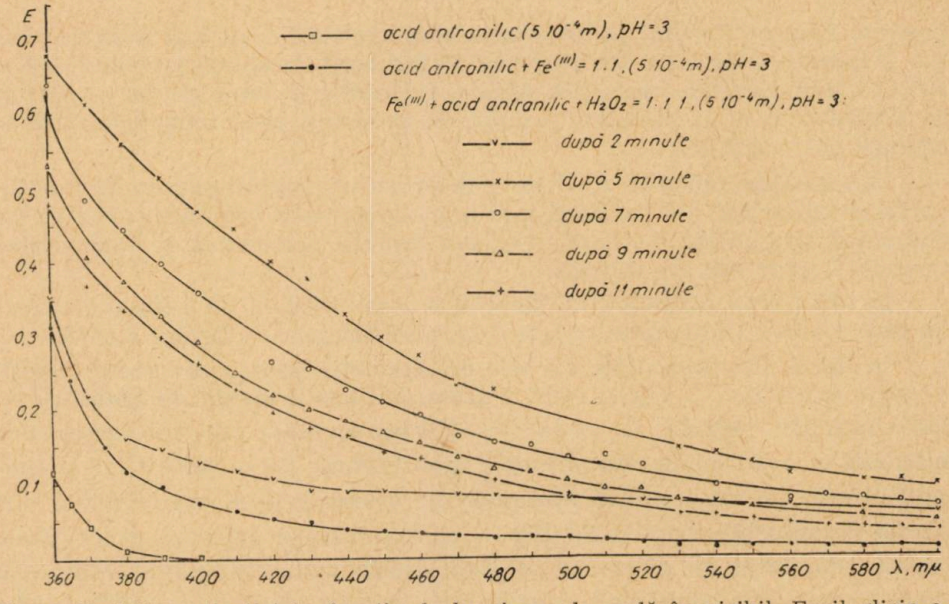


Fig. 6. Variația extincției în funcție de lungimea de undă în vizibil. Fenil glicin-o-carbonic.

Complexul Fe (III)-ului cu acidul antranilic și derivații săi acetici este colorat în galben, la $pH = 3{,}0$ și are o absorbție apreciabilă în regiunea $\lambda = 390—400$ mμ, în care adenzii au o absorbție neglijabilă.

Ținînd cont de acestea, Donald L. Dinsel și Thomas R. Sweet [7] au propus o metodă spectrofotometrică pentru dozarea fierului cu ANDA. Absorbția complecșilor micști ai celor trei adenzi cu Fe (III) și H_2O_2 fiind considerabil mai mare decît absorbția lor în absența apei oxigenate, devine

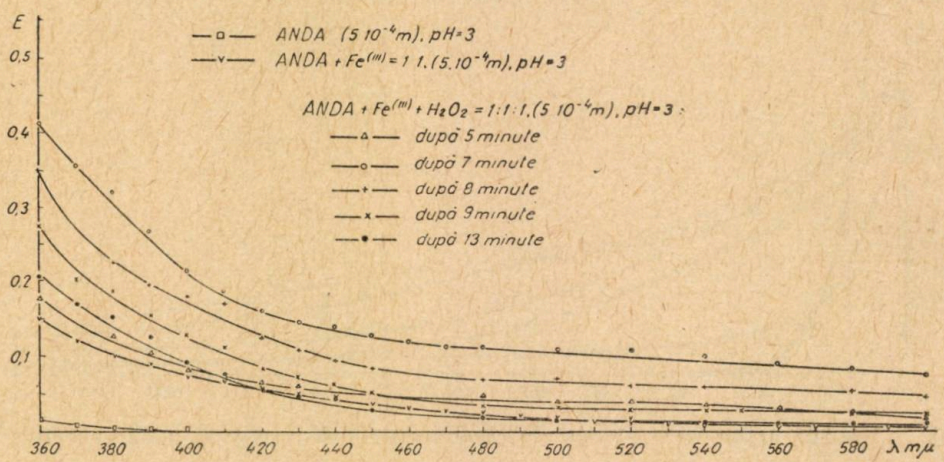


Fig. 7. Variația extincției în funcție de lungimea de undă în vizibil. ANDA.

posibilă dozarea fierului pe această cale în cantități mult mai mici în soluție. O încercare de acest fel s-a făcut ținînd cont de absorbția complexului mixt ANDA-Fe (III)—H_2O_2 [8]. Acidul antranilic și fenil glicin-*o*-carbonic se pretează și ei la dozarea fierului în prezența apei oxigenate, dar în condiții puțin diferite.

Din aceleași figuri (5, 6, 7) se vede că pentru timpul maxim de reacție, curba de absorbție are extincții mai mari decît toate celelalte curbe pe tot domeniul lungimilor de undă. De aici reacția regresează și intensitatea extincției scade sub cea inițială.

În ultraviolet procedeul de pregătire a soluțiilor și de trasare a curbelor este același, alura curbelor este însă specifică pentru fiecare adend.

În fig. 8 sînt prezentate curbele de absorbție pentru compusul Fe (III) — acid antranilic — H_2O_2. Acidul antranilic are o bandă de absorbție în intervalul 280—400 mμ, iar pe la 235—250 mμ un umăr. Aceasta corespunde întocmai cu rezultatele obținute de Paavo Lumme [9] la $pH = 3{,}760$ și concentrația $5 \cdot 10^{-5}$ m, condiții apropiate de acelea la care am lucrat și noi. Curba de absorbție pentru Fe (III) — acid antranilic urmează exact forma curbei adendului cu diferența că intensitățile extincțiilor sînt mult mai mari. Cît privește complexul mixt Fe (III) — acid antranilic — H_2O_2, curba lui de absorbție are aceeași formă pentru primele momente ale reacției,

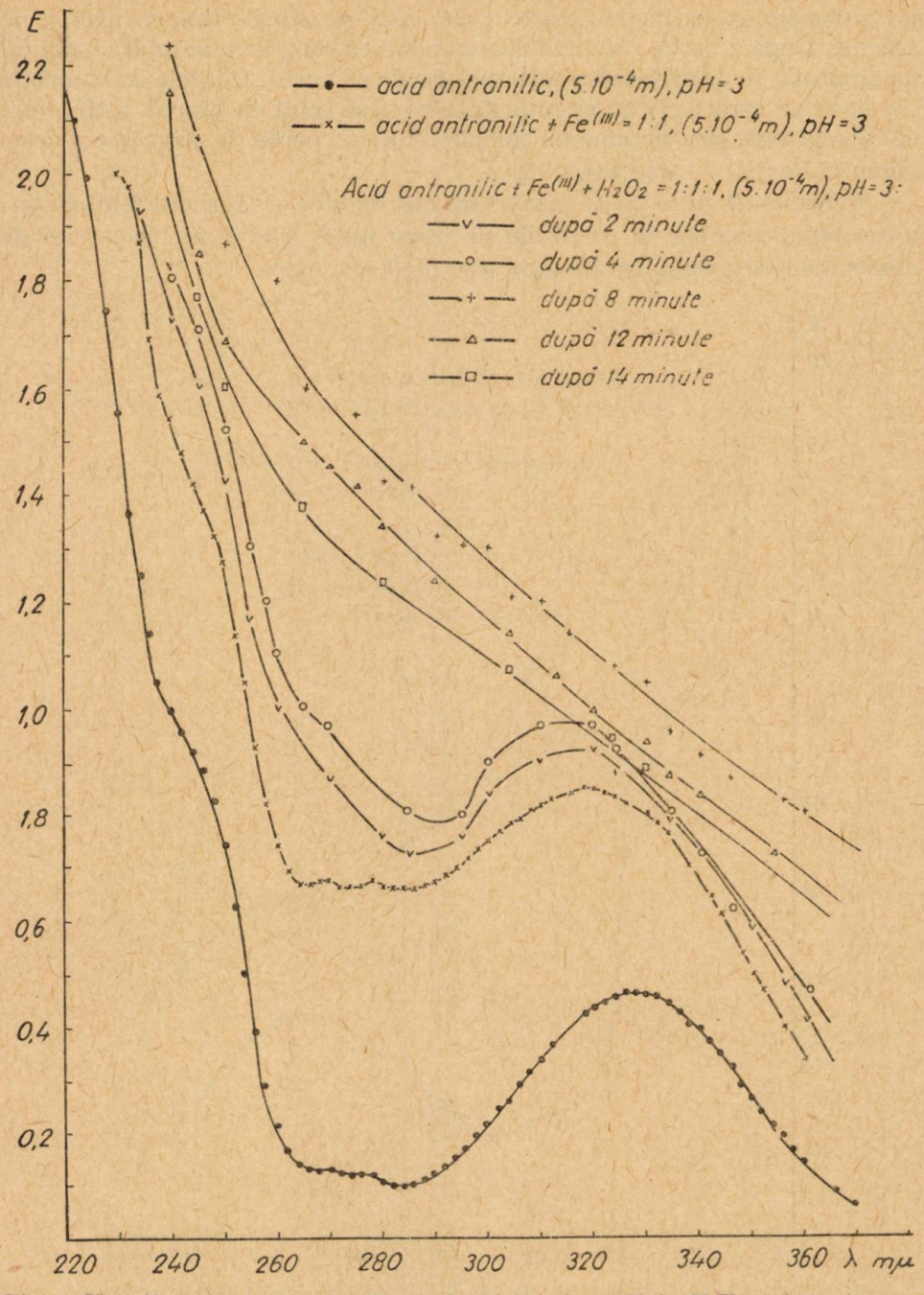


Fig. 8. Variaţia extincţiei în funcţie de lungimea de undă în U. V. Acid antranilic.

iar intensitatea extincției crește pînă cînd se atinge timpul maxim al reacției. După aceasta, începînd descompunerea complexului mixt, maximul de absorbție se aplatizează și apoi dispare de pe curbă. Curbele de absorbție nu au benzi caracteristice și extincțiile lor scad mult cu timpul, astfel încît ele ajung după descompunerea complexului sub curba de absorbție a complexului Fe (III) — acid antranilic.

Fenomenul nu se poate urmări tot atît de bine și la acidul fenil glicin-*o*-carbonic, deoarece în condițiile de lucru alese, viteza de formare și de descompunere a complexului mixt este mult mai mare.

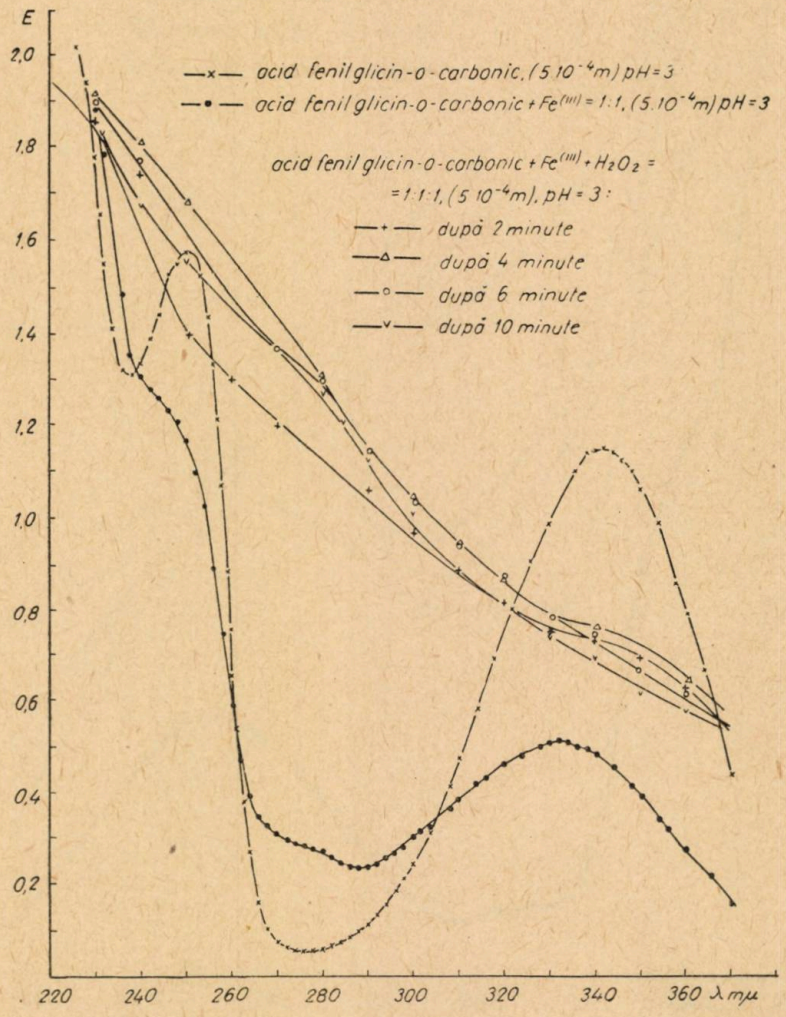


Fig. 9. Variația extincției în funcție de lungimea de undă în U. V. Fenil glicin-*o*-carbonic.

Din fig. 9 se vede că acidul fenil glicin-*o*-carbonic prezintă două benzi de absorbție la *p*H = 3,0, una mai îngustă cu maximul la 250 mμ și alta în același domeniu ca și acidul antranilic, cu maximul la 334 mμ.

La spectrul Fe (III) — acid fenil glicin-*o*-carbonic în locul maximului de la 250 mμ apare doar un umăr iar intensitatea maximului de la 334 mμ scade foarte mult. Fenomenul se accentuează la curbele de absorbție ale complexului mixt cînd se mai observă acel umăr, dar maximul de la 334 mμ dispare complet înainte ca reacția să fi ajuns la sfîrșit.

Curba de absorbție a acidului antranil diacetic (fig. 10) nu se aseamănă cu cea a primilor doi adenzi. Ea prezintă un umăr la 280 mμ iar de aici încolo în domeniul lungimilor de undă mai mari absorbția este foarte mică.

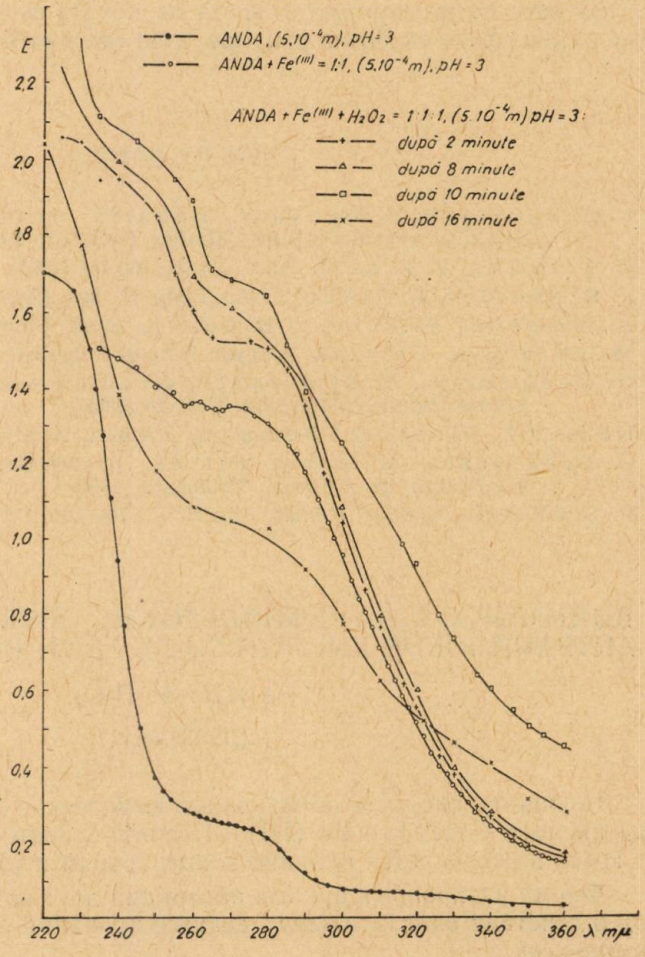


Fig. 10. Variația extincției în funcție de lungimea de undă în U. V. ANDA.

Curba de absorbţie pentru Fe (III) — ANDA este asemănătoare cu cea a adendului dar intensitatea extincţiilor este mai mare. La fel se prezintă curbele de absorbţie ale complexului mixt Fe (III) — ANDA — H_2O_2.

Din figurile 8, 9 şi 10 se vede că spectrele de absorbţie ale complecşilor micşti pentru toţi adenzii se situează deasupra spectrelor adenzilor puri la acelaşi *p*H, extincţiile lor fiind mai mari decît ale adenzilor puri. Intensităţile extincţiilor cresc în funcţie de timp pînă la un maxim care corespunde cu atingerea concentraţiei maxime în complexul mixt. Curba corespunzătoare acestui timp are extincţiile cele mai mari pe tot domeniul lungimilor de undă. Pe măsură ce reacţia regresează, extincţiile scad şi curbele nu mai prezintă benzile caracteristice ale benzenului mono- sau disubstituit, pe care le arată adenzii.

Se pare că presupunerea făcută de noi [1] că s-ar produce o dezaminare oxidativă, se confirmă prin spectrele comparative ale celor trei adenzi.

BIBLIOGRAFIE

1. C. Drăgulescu, I. Menessy, Rozalia Anton şi T. Simonescu, Studii şi cercetări Ştiinţe Chimice, Timişoara 1—2, (1962) 9, p. 57—66.
2. K. L. Cheng, P. F. Lott, Anal. Chem., 28, 462 (1956).
3. P. Schneider, J. Janko, Chem. Listy, 50, 899, (1956).
4. A. Ringbom, Siitonens, B. Saxen, Anal. Chim. Acta, 16, 41, (1957).
5. M. Beck şi B. Csiszar, Magyar Kémiai Folyoirat, 7, 259 (1960).
6. C. Drăgulescu, T. Simonescu, Rozalia Anton, Studii şi Cercetări Ştiinţe Chimice Timişoara, 1—2, 24 (1959).
7. Donald L. Dinsel şi Thomas R. Sweet, Analyt. Chem. (33) (8) 1079 (1961).
8. C. Drăgulescu şi Maria Pîrlea, lucrare comunicată la cea de a III-a Conferinţă de Chimie, Timişoara 1966.
9. P. O. Lumme, Suomen Kemistilehti B 30, 176—181 (1957).

ВИДИМЫЕ И УЛЬТРАФИОЛЕТОВЫЕ СПЕКТРЫ АБСОРБЦИИ АНТРАНИЛОВОЙ КИСЛОТЫ И ЕЕ УКСУСНОПРОИЗВОДЫХ С Fe (III) И H_2O_2

(РЕЗЮМЕ)

Изучается скорость образования комплексов Fe (III) — антраниловая кислота — H_2O_2 и Fe (III) — фенил-глицин-орто-угольная кислота — H_2O_2, и исследуется влияние концентраций и pH.

Форма изохронных кривых абсорбции дает возможность сделать вывод о действии окислительного дезаминирования лигандов из изучаемых комплексов.

SICHTBARE UND ULTRAVIOLETTE ABSORBTIONSSPEKTREN DER ANTHRANYLSÄURE UND IHRER ESSIGSAUREN DERIVATE MIT FE(III) UND H_2O_2

(ZUSAMMENFASSUNG)

Es wird die Bildungsgeschwindigkeit der Fe (III)-Anthranylsäure — H_2O_2 — und der Fe (III) — Phenylglyzin-*o*-Carbonsäure — H_2O_2 — Komplexe untersucht, wobei der Einfluss der Konzentrationen und des *p*H-Wertes verfolgt wird.

Aus dem Verlauf der isochronen Absorbtionskurven wird auf den oxydativen Desaminierungseffekt der Liganden der untersuchten Komplexe geschlossen.

STUDIUL PRECIPITĂRII MAGNEZIULUI DIN SOLUȚIILE OBȚINUTE LA DESCOMPUNEREA SERPENTINEI CU HNO_3

II. Precipitarea ca $MgCO_3 \cdot 3H_2O$

DE

C. DRĂGULESCU, OLGA GOGU și P. TRIBUNESCU

În continuarea încercărilor de separare a magneziului din soluțiile azotice obținute la descompunerea serpentinei, în nota de față se arată rezultatele obținute prin precipitarea magneziului cu amestecuri $NH_4OH + (NH_4)_2CO_3$.

În literatură sînt indicate metode de precipitare a magneziului, folosind bicarbonați, carbonați alcalini sau amestecuri de carbonați alcalini și KOH sau amestecuri dintre aceștia [1], urmărindu-se în special combinațiile magneziului care se formează cu aceste adaosuri.

Carbonatul de amoniu, în general nu precipită magneziul din soluțiile diluate ale acestuia, datorită hidrolizei avansate a carbonatului de amoniu, după schema :

$$2NH_4^+ + CO_3^{2-} + HOH \rightleftarrows NH_4OH + NH_4^+ + HCO_3^{2-}$$

ca urmare a hidrolizei, în soluția de carbonat de amoniu, concentrația ionilor CO_3^{2-} este mică și insuficientă pentru a determina precipitarea $MgCO_3$. Se observă că alături de CO_3^{2-} în soluție se mai găsește în cantități apreciabile și ionii HCO_3^{2-} și NH_4^+, precum și NH_4OH.

Aplicînd echilibrului de hidroliză de mai sus, legea maselor, obținem :

$$\frac{(NH_4OH)\,(HCO_3^-)}{(H_2O)\,(CO_3^{2-})\,(NH_4^+)} = K$$

de unde se observă că în timp ce creșterea concentrației ionilor NH^+ acționează în sensul micșorării concentrației ionilor CO_3^{2-}, prezența unui exces de NH_4OH acționează în sensul micșorării concentrației ionilor HCO_3^{2-} și creșterii concentrației ionilor CO_3^{2-} respectiv în sensul deplasării echilibrului de hidroliză de la dreapta la stînga.

În literatură se indică de fapt și folosirea $(NH_4)_2CO_3$ sau amestecuri de $NH_4OH+(NH_4)_2CO_3$ pentru obținerea unor carbonați bazici sau neutri de magneziu [2] fără a se urmări însă proporția în care magneziul este precipitat.

Plecînd de la aceste considerente am efectuat o serie de determinări ale randamentului de precipitare a magneziului în funcție de concentrația acestuia din soluție, de raportul de amestecare CO_3^{2-}/Mg^{2+} și NH_4OH/Mg^{2+}.

Deoarece precipitatul format în prima fază, se modifică în timp și această modificare acționează asupra randamentului de separare a magneziului, s-a studiat și influența timpului de ședere a precipitatului asupra randamentului.

În afara unor probe preliminare efectuate la temperatura camerii, restul determinărilor s-au făcut la temperaturi controlate și anume cu ajutorul unui termostat Wöbser.

Randamentul s-a urmărit prin cantitatea de magneziu rămasă în soluția mumă. Dozarea Mg^{2+} s-a făcut pe cale complexometrică [3] titrînd în mediu amoniacal, ionul Mg^{2+} cu o soluție 0,01 M de complexon III.

Pentru a vedea influența concentrației magneziului, a raportului NH_4OH/Mg^{2+} și a raportului CO_3^{2-}/Mg^{2+}, din soluție asupra randamentului, s-a efectuat două serii de determinări folosind, în prima serie soluții de $Mg(NO_3)_2$ 1 M, $(NH_4)_2CO_3$ 1 M și NH_4OH 2 M. În a doua serie s-au folosit soluțiile acelorași substanțe, însă de concentrație dublă. Rezultatele obținute cu probele de mai sus sînt înfățișate în figurile 1, 2 și 3.

În figura 1 se arată randamentele de precipitare ale magneziului, după un timp de 24 de ore, în funcție de raportul NH_4OH/Mg^{2+} și CO_3^{2-}/Mg^{2+}, cu prima serie de soluții.

Din curbele reprezentate în fig. 1 se observă, în primul rînd, că randamentul crește sensibil pe măsură ce crește raportul NH_4OH/Mg^{2+}, în timp ce excesul de $(NH_4)_2CO_3$ determină o creștere mai mică a acestuia. Această comportare a randamentului, la exces de $(NH_4)_2CO_3$ este în concordanță cu unele date din literatură [4], care arată că pentru o bună precipitare, concentrația ionilor CO_3^{2-}, din soluție, nu trebuie să depășească mult cantitatea stoechiometrică necesară formării carbonatului. Datele nu sînt însă în deplină concordanță cu alți autori [5] care studiază precipitarea magneziului din soluții de sulfați de magneziu și amoniu și care constată că pentru o precipitare cît mai bună este necesar ca raportul CO_3^{2-}/Mg^{2+} să fie egal cu doi.

Ținînd seama de valorile randamentelor obținute în prima serie, în seria doua ale cărei rezultate sînt prezentate în fig. 2 și la care s-au folosit soluții de concentrație dublă față de cele din prima serie, s-au făcut încercări și la raporturi CO_3^{2-}/Mg^{2+} subunitare și anume egale cu 0,8 și 0,5. Am încercat raporturi subunitare, în ipoteza precipitării carbonaților bazici, pentru formarea cărora nu este necesar un raport CO_3^{2-}/Mg^{+2} stoechiometric.

Din figură se observă că la raporturi CO_3^{2-}/Mg^{2+} subunitare, randamentele de precipitare sînt foarte mici, în timp raportul unitar asigură randamente ridicate mai ales pentru raporturile NH_4OH/Mg^{2+} egale cu 1,2 și 1,6. Valorile mai mari ale randamentului, pentru această serie sînt

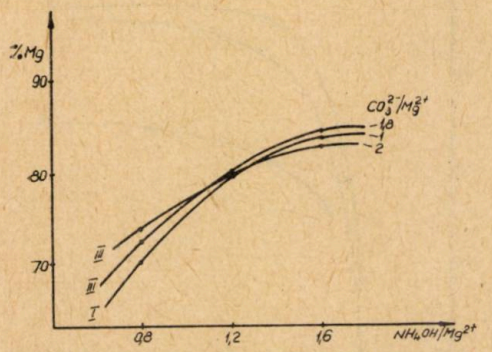


Fig. 1.

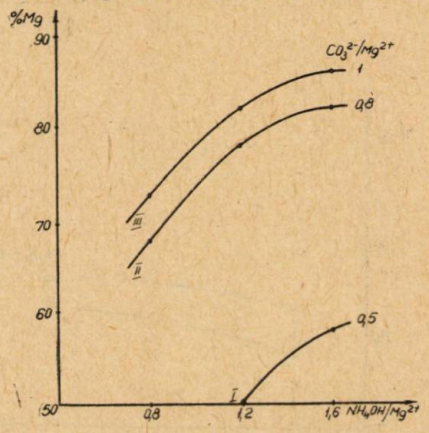


Fig. 2.

explicabile prin concentrația mai mare a soluțiilor folosite, fapt care arată că randamentul de precipitare crește sensibil nu numai cu creșterea raportului NH_4OH/Mg^{2+}, ci și cu concentrația magneziului din soluție. Pentru a ilustra această variație a randamentului în funcție de cei doi factori arătați mai sus, în figura 3 s-a reprezentat randamentul în funcție de concentrația magneziului din soluție, la precipitare, pentru raportul CC_3^{2-}/Mg^{+2} egal cu 1 și pentru două valori ale raportului NH_4OH/Mg^{2+} la un timp de 24 ore.

Din figura 3 se observă că randamentul crește cu creșterea concentrației magneziului din soluție însă această creștere nu este atît de însemnată, mai ales la probele, la care s-au lucrat cu exces de NH_4OH.

Din curbele figurilor 1, 2 și 3 rezultă că pentru a obține randamente bune de precipitare a magneziului, avem nevoie de soluții concentrate în Mg^2 și de un raport NH_4OH/Mg^2 cuprins între 1,2 și 1,6.

Pentru a vedea care este cantitatea de ioni CO_3^{2-} necesară în soluție în figura 4 se reprezintă variația randamentului în funcție de valori raportului CO_3^{2-}/Mg^{2+}, pentru trei valori ale raportului NH_4OH/Mg^{2+}.

Din figura 4 reiese că pentru a obține randamente bune de precipitare este necesar ca raportul CO_3^{2-}/Mg^{2+} să fie cuprins între 1 și 1,2.

Vizual s-a observat că precipitatele de carbonat de magneziu formate în momentul amestecării soluțiilor, suferă modificări însemnate prin ședere, acestea trecînd din precipitatele amorfe formate inițial, în cristale bine individualizate și de dimensiuni mari, ușor separabile din soluția mumă. Întrucît în probele preliminare precipitatele s-au filtrat după o ședere de 24 ore și uneori 48 ore s-a executat o serie de probe, cu scopul

de a vedea dacă timpul de ședere respectiv forma precipitatului modifică randamentul. Pentru a urmări această influență asupra randamentului s-a lucrat cu soluții în care raportul CO_3^{2-}/Mg^{2+} este egal cu 1 și un raport NH_4OH/Mg^{2+} egal cu 1,6. S-a lucrat cu aceste raporturi de amestec pentru

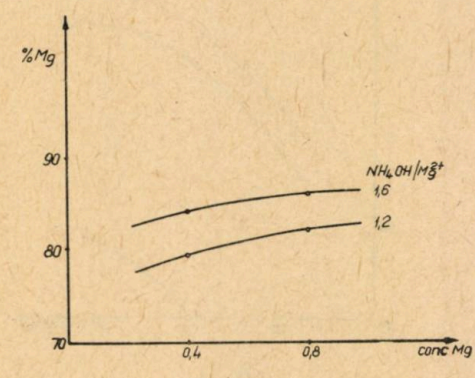


Fig. 3.

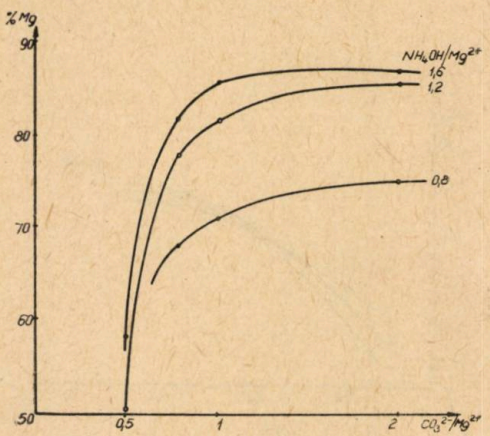


Fig. 4.

că încercările preliminare arată că aceste raporturi asigură un randament optim de precipitare. Datele obținute sînt prezentate în fig. 5, curba I reprezentînd randamentul în funcție de timp, pentru temperatura de 25 °C, cu o soluție de magneziu de concentrație 1 M, iar curbele II, III și IV reprezintă randamentele la diferite temperaturi, cu soluții de magneziu de concentrație dublă 2M.

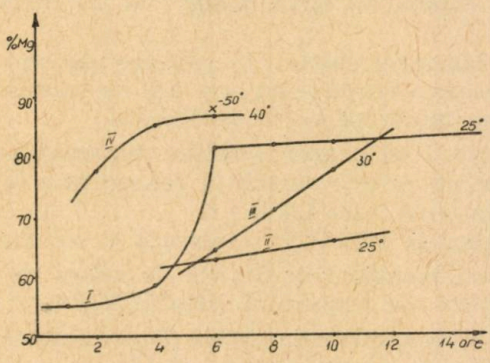


Fig. 5.

Din figura 5 se observă că la soluții de magneziu 1 M randamentul crește brusc între 4 și 6 ore, pentru ca în continuare să rămînă practic constant. Creșterea bruscă a randamentului în intervalul arătat se explică prin cristalizarea ce se produce în acest interval. Încercînd a reproduce valorile randamentului la 6 ore și pentru soluția de magneziu de concentrație 2 M și 25 °C se constată că acestea sînt mult mai mici (curba II = 63%). Mai mult, nici după 10 ore nu se observă o creștere apreciabilă a randamentului. Lucrînd cu aceleași soluții la 30 °C (curba III), la 6 ore randamentul se menține scăzut, observîndu-se o creștere la 8 și 10 ore. La 40 °C (curba IV) după 6 ore se obține un randament egal cu 86,5%, care

poate fi considerat maxim în condițiile date. Pentru această temperatură s-au făcut încercări și la 4 respectiv 2 ore, observîndu-se același randament ridicat la 4 ore, în schimb la 2 ore randamentul este mult mai mic (77,5%).

În diagramă este reprezentat și un punct separat (X), care arată randamentul obținut după 6 ore la 50 °C. Deși cele 4 curbe sînt mult diferite una față de alta, comportarea probelor, arătată de aceste curbe este explicabilă dacă ținem seama de condițiile de lucru. Astfel curba I a fost obținută cu o soluție de magneziu de concentrație 1 M, iar celelalte cu soluții de concentrație dublă, fapt care determină comportarea constantă.

În soluții mai diluate (curba I) pentru o cristalizare completă sînt necesare 6 ore, timp care pentru soluțiile de concentrație dublă nu mai este suficient. Cristalizarea fiind determinată de viteza de difuzie a ionilor în mediul respectiv, concentrația mărită a soluției va micșora mult această viteză, mărind astfel timpul necesar cristalizării. La temperaturi mai ridicate, la care viteza de difuzie este mai mare, se observă că randamentul pentru același timp de cristalizare, crește cu creșterea temperaturii, astfel încît la 40 °C randamentul atinge valoarea maximă după numai 4 ore, valoare care se menține constantă și pentru 6 ore.

În concluzie, dacă se lucrează cu soluții de magneziu de concentrație 1 M, pentru atingerea unui randament bun, sînt necesare 6 ore, la 25 °C, în timp ce la soluțiile de magneziu de concentrație 2 M, pentru a nu prelungi timpul de ședere la 24 sau chiar 48 de ore, este necesar să se lucreze la 40 °C cînd randamentul maxim se atinge după 4 ore.

Pentru a arăta influența temperaturii asupra randamentului, în figura 6 se reprezintă variația acestuia în funcție de temperatură, pentru un timp de cristalizare de 6 ore. Curba I arată valorile obținute cu soluții de magneziu 1 M și curba II cu concentrații 2 M.

Se observă că la soluțiile de magneziu 1 M randamentul crește ușor cu ridicarea temperaturii, pînă la 40 °C și rămîne constant și la 50 °C. În schimb la soluțiile de magneziu 2 M (curba II) randamentul se modifică brusc între 30 și 40 °C, modificare determinată de cristalizarea precipitatului. După cum s-a arătat și la diagrama din figura 5, timpul de 6 ore nu este suficient pentru o cristalizare completă din aceste soluții, la temperaturi sub 40 °C.

Trebuie remarcat că, creșterea randamentului în funcție de temperatură nu arată că este vorba de o creștere a acestuia pe seama micșorării solubilității carbonatului de magneziu format. Mărirea randamentului este determinată de creșterea vitezei de cristalizare cu ridicarea temperaturii, deci de considerente cinetice și nu termodinamice.

Ținînd seamă de faptul constatat anterior că randamentul de precipitare crește cu raportul NH_4OH/Mg^{2+} și că este optim pentru raportul CO_3^{2-}/Mg^{2+} egal cu 1, final s-a executat o serie de probe pentru a vedea care sînt valorile optime ale raportului NH_4OH/Mg^{2+}.

Datele acestei serii de determinări sînt înfățișate în figura 7, curba I reprezentînd variația randamentului, pentru o soluție de magneziu 1 M la temperatura de 25 °C și 6 ore și curba II pentru o soluție de magneziu 2 M la 40 °C și după 4 ore de cristalizare.

Datele figurii 7 confirmă observaţiile preliminare cu privire la necesitatea ca raportul NH_4OH/Mg^{2+} să fie supraunitar, pentru a obţine randamente cît mai mari, La soluţii mai diluate în magneziu, valoarea raportului de mai sus trebuie să fie cuprinsă între 1,6 şi 2, în timp ce la soluţiile mai concentrate se obţin randamente tot aşa de bune şi la raporturi cuprinse între 1,2 şi 1,6 (85,7% la 1,2 faţă de 87,3% la un raport egal cu 2).

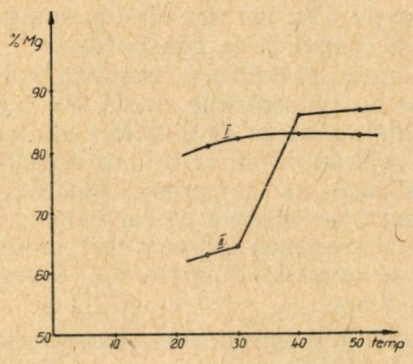


Fig. 6.

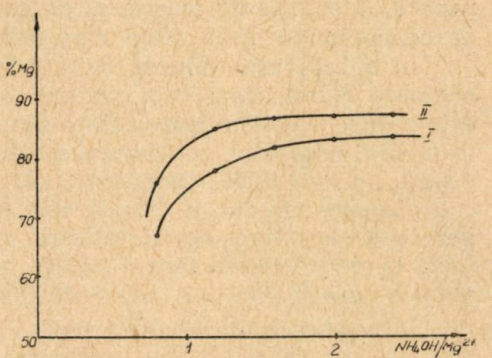


Fig. 7.

Intrucît randamentul s-a calculat prin dozarea ionului Mg^{2+}, rămas în soluţiile mumă, în cele arătate pînă în prezent nu ne-am ocupat de forma în care magneziul este conţinut în precipitat. Pentru a vedea dacă precipitatul, respectiv cristalele separate, au o compoziţie net definită şi care este această compoziţie s-au întreprins o serie de determinări analitice, microscopice, termogravimetrice şi röntgenografice asupra cristalelor separate din soluţie.

Datele obţinute pe această cale arată că cristalele formate corespund compoziţiei chimice $MgCO_3 \cdot 3H_2O$, adică din soluţie a cristalizat carbonatul de magneziu trihidrat. Trebuie remarcat că datele din literatură sînt destul de controversate asupra condiţiilor în care se poate forma trihidratul carbonatului de magneziu. Astfel unii autori [4] arată că trihidratul se poate obţine din săruri de magneziu şi carbonat de amoniu, numai la temperatura camerei, între 30—40 °C s-ar obţine carbonat bazic. Alţi autori arată că trihidratul se obţine prin şedere îndelungată, la temperatura camerei, din carbonaţii bazici de magneziu, care pot să precipite prin acţiunea carbonaţilor alcalini sau chiar de amoniu, asupra sărurilor de magneziu [4].

Alte indicaţii arată că trihidratul se formează din soluţii de bicarbonat de magneziu, obţinute prin saturarea unei suspensii de $MgCO_3$ cu CO_2, prin şedere îndelungată la 30—37 °C [6], sau prin acţiunea aminelor puternic carbonatate asupra sărurilor de magneziu [7].

În privinţa domeniului de temperatură în care se formează şi este stabil trihidratul, date mai noi [8] arată că acest domeniu este cuprins, pentru trihidrat în contact cu soluţie saturată, între 14 şi 54 °C, fapt care este în deplină concordanţă cu rezultatele obţinute de noi.

Analiza chimică a cristalelor obținute corespunde de fiecare dată compoziției trihidratului : $MgCO_3 \cdot 3H_2O$. În produsul analizat s-a dozat magneziul și bioxidul de carbon ; apa s-a determinat prin diferență. Valorile medii ale unor analize sînt arătate mai jos :

	MgO	CO_2	H_2O
Calculat	29	31,9	39,1
Găsit	28,7 28,6 28,8	31,4 31,8 31,7	39,9 39,6 39,5

Studiul microscopic al cristalelor s-a făcut în lumină naturală, în scopul stabilirii formei și dimensiunilor cristalelor obținute. Trihidratul formează cristale aciculare aparținînd sistemului ortorombic cu $a : b : c = 0{,}645 : 1 : 0{,}4568$ [1] [9] [10]. În figura 8 se prezintă microfotografia probelor de $MgCO_3 \cdot 3H_2O$ obținute la 40 °C, după 4 ore de cristalizare cu amestecul $CO_3^{2-}/Mg^{2+} = 1$ și $NH_4OH/Mg^{2+} = 2$.

Microfotografia (150 mărire) arată cristale bine individualizate de dimensiuni mari.

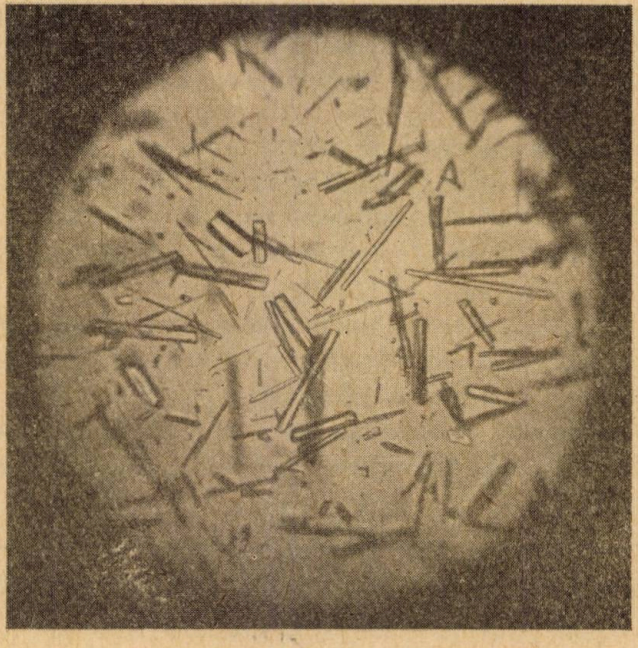


Fig. 8.

Studiul termogravimetric al cristalelor s-a făcut la termobalanță, cu o viteză liniar — constantă de 10°/minut.

Termograma unei probe este arătată în figura 9, unde pe ordonată se reprezintă greutatea probei în %, respectiv timpul în minute, iar pe abscisă temperatura.

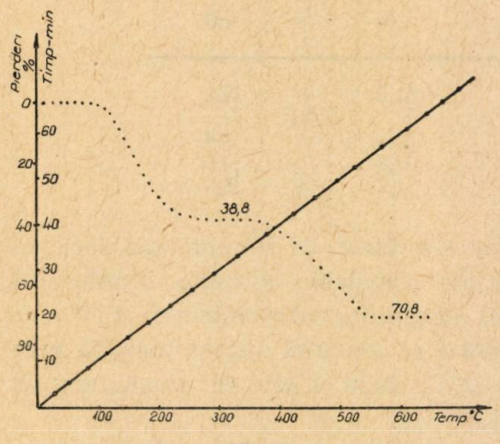


Fig. 9.

Din figură se observă că trihidratul începe să piardă apa de cristalizare în jur de 90 °C, pentru ca la 250 °C procesul de dehidratare să fie terminat. Pînă la această temperatură proba a suferit o pierdere de 38,8% în greutate — din calcul cele trei molecule de apă corespund la 39,1%. Carbonatul anhidru, $MgCO_3$ este stabil pînă la 370 °C, după care începe să disocieze în $MgO + CO_2$, proces care în condițiile de lucru — este terminat la 550 °C. Pierderea în greutate a substanței supuse descompunerii, pînă la palierul orizontal de la 550 °C în sus, corespunde la 70,8% față de 71%, calculat pentru rezidiul format din MgO.

Studiul roentgenografic al cristalelor obținute s-a făcut prin metoda pulberilor (Debye-Scherrer). S-a utilizat un aparat TuR-M-60, fasciculul de raze X fiind obținut cu anod de fier (filtru de Mn), timp de expunere 3—4 ore.

S-au efectuat roentgenograme pentru probe obținute prin precipitare cu raporturi stoechiometrice $(NH_4)_2CO_3/Mg^{2+}$, cu exces de $(NH_4)_2CO_3$ precum și cu exces de magneziu. De asemenea s-au studiat și probe obținute la 25 °C și 50 °C cu cantități stoechiometrice $(NH_4)_2CO_3/Mg^{2+}$. Raportul NH_4OH/Mg^{2+} a fost supraunitar (1,2—2).

Toate probele cercetate prezintă aceleași linii și aceeași intensitate relativă, fapt care arată că nodurile rețelei sînt ocupate de aceleași particule și că distanțele interreticulare sînt identice.

În tabela de mai jos sînt arătate comparativ, distanțele interreticulare pentru $MgCO_3 \cdot 3H_2O$, din literatură [5], [11] și cele găsite experimental pentru două probe :

d_{lit}	6,50	3,86	3,58	3,23	3,02	2,77	2,61	2,51	2,38	2,17	2,01	1,92	1,83
d_{exp}	6,41	3,87	3,54	3,18	2,98	2,75	2,60	2,49	2,39	2,20	2,02	1,96	1,84
Å	6,42	3,85	3,55	3,21	3,00	2,74	2,59	2,48	2,37	2,19	2,02	1,94	1,85

CONCLUZII

Din datele lucrării de față rezultă că precipitarea $MgCO_3 \cdot 3H_2O$ cu amestec $NH_4OH + (NH_4)_2CO_3$, din soluții optice, se face cu randamente cuprinse între 85—87%, dacă raportul CO_3^{2-}/Mg^{2+} este cuprins între 1 și 1,2 iar raportul NH_4OH/Mg^{2+} între 1,2 și 1,6. $MgCO_3 \cdot 3H_2O$ pierde apa de cristalizare între 90—250 °C, iar descompunerea carbonatului anhidru are loc între 370 și 550 °C.

BIBLIOGRAFIE

1. H. Menzel și A. Bruchner, Zt. für Electrochem. 1930, t. 36, p. 63.
2. Gmelins Handb. der Anorg. Chem : Magnezium B. p. 524, Berlin 1939.
3. G. Schwarzenbach și A. Ackerman, Chim. acta 1947, t. 30, p. 1798.
4. Gmelins Handb. der Anorg. Chem : Magnezium B p. 312, Berlin 1938.
5. A. Savin și D. Totoiescu, Studii și cercetări de chimie 1955, t. III. p. 33.
6. W. Lewy, Ann. de Chim. 1937, t VII p. 145.
7. G. Lucas, C R. 1949 t. 229 p. 1026.
8. O. K. Ianatieva și I. S. Rasovskaia, J. Neorg. Him 1961, t. VI. p. 1424.
9. P. Pascal, *Nouveau traité de Chimie Minérale p.* 232, t. IV. Ed. Masson — Paris 1958.
10. H Menzel, Zt. für Electrochem. 1930 t. 36, p. 188.
11. L. I. Mirkin, Spravocinik po rentgenostructurnom analizu policristalov. Gosudarstv. izd. fiz. matem. lit. p. 492 Moscova 1961.

ИССЛЕДОВАНИЯ ОСАЖДЕНИЯ МАГНЯ ИЗ РАСТВОРОВ ПОЛУЧЕННЫХ ПРИ РАЗЛОЖЕНИИ ЗМЕЕВИКА С HNO_3

II. ОСАЖДЕНИЕ В ВИДЕ $MgCO_3 \cdot 3H_2O$

(РЕЗЮМЕ)

В работе даны результаты выхода осадка со смесью $NH_4OH + (NH_4)_2CO_3$ иона Mg^{2+} из растворов полученных при разложении змеевика с HNO_3. Из данных работы следуют выходы осадка от 85—87% в Mg, если отношение CO_3^{2-}/Mg^{2+} находится в пределах между 1 и 1,2, а отношение NH_4OH/Mg^{2+} между 1,2 и 1,6. Были произведены испытания при температурах от 25° до 50 °C, из которых следует что растворимость $MgCO_3 \cdot 3H_2O$ зависит в малой спетени от температуры, но скорость кристализации полученного осадка зависит в значительной мере от температуры кристализации $MgCO_3 \cdot 3H_2O$ теряет кристализационную воду в пределах температуры от 90 до 250 °C, а разложение ангидридного карбоната происходит в пределах температуры от 370 до 550 °C.

ETUDE DE LA PRÉCIPITATION DU MAGNÉSIUM DES SOLUTIONS OBTENUES DE LA DÉCOMPOSITION DE LA SERPENTINE À HNO_3

II. La precipitation en tant que $MgCO_3 \cdot 3H_2O$

(RÉSUMÉ)

On y présente les résultats du rendement des précipitations avec mélange $NH_4OH + (NH_4)_2CO_3$, de l'ion Mg^{2+} des solutions obtenues à la suite de la décomposition de la serpentine avec HNO_3. Les données obtenues montrent des rendements comprises entre 85—87% pour magnésium, si le rapport CO_3^{2-}/Mg^{2+} a les valeurs comprises entre 1 et 1,2 et le rapport NH_4OH/Mg^{2+} entre 1,2 et 1,6. On avait suivi aussi, l'influence de la température sur la vitesse de cristalisation du précipité formé initial, vitese qui dépend sensiblement de température.

CONTRIBUȚII LA OBȚINEREA ACIDULUI SULFAMIC PUR DIN AMESTECURI CU ACID SULFURIC *

DE

E. KIMMEL, RODICA GROPȘIANU și ANA COTOȘMAN

Acidul amidosulfonic (sulfamic) corespunzînd formulei HSO_3NH_2, se prezintă sub formă de cristale ortorombice, inodore, incolore, nehigroscopice. Are o solubilitate apreciabilă în apă și formamidă și mai scăzută în metanol [1]. Sărurile acidului sulfamic au o solubilitate excepțională în apă.

În soluție apoasă acidul sulfamic este puternic disociat și ca urmare el poate fi considerat un acid tare ; este cel mai puternic acid cristalizat.

În stare solidă este stabil în condiții obișnuite de conservare ; în soluție la cald, acidul sulfamic hidrolizează după reacția :

$$HSO_3NH_2 + H_2O \rightarrow NH_4HSO_4$$

Deși cunoscut de multă vreme, n-a atins decît recent stadiul de preparare industrială, datorită materiilor prime costisitoare [2] și necunoașterii suficiente a proprietăților extrem de variate și prețioase pe care le posedă.

Printre diversele posibilități de folosire a acidului sulfamic se pot cita : distrugerea chimică a ierburilor și arbuștilor : sulfonarea unor substanțe organice ; detartrarea cazanelor ; depunerea electrolitică și afinarea metalelor ; distrugerea excesului de azotit în reacțiile de diazotare la fabricarea coloranților ; utilizarea ca titrosubstanță în chimia analitică, la dozarea azotiților și în reacții de neutralizare [1].

Obținerea industrială a acidului sulfamic se realizează în condiții avantajoase, prin una din următoarele metode [3], [4], [5], [6] :

1. Reacția în fază gazoasă între SO_3 și NH_3 conduce la un amestec de săruri sulfaminate (amido-, imido-, nitrilo-sulfonat de amoniu). Prelucrarea acestui amestec de săruri, în vederea obținerii acidului sulfamic, se poate efectua prin hidroliză în mediu puternic acid, cu separarea acidului sulfamic prin insolubilizare :

$$NH(SO_3NH_4)_2 + H_2O \rightarrow NH_4HSO_4 + HSO_3NH_2$$

---

* Lucrare comunicată la cea de a III-a Conferință Republicană de Chimie, Timișoara 27—30 iunie 1966.

2. Reacţia între uree şi un exces de oleum :

$$CO(NH_2)_2 + H_2SO_4 + SO_3 \rightarrow 2HSO_3NH_2 + CO_2$$

Referitor la realizarea practică a acestei reacţii, literatura indică o serie de reţete [3], [7], [8], [9] care, deşi identice principial, diferă mult în ceea ce priveşte raportul între reactanţi, concentraţia oleumului, natura mediului de reacţie.

În cadrul prezentei lucrări s-au efectuat, în primă fază încercări de obţinere a acidului sulfamic prin reacţia între uree şi oleum, lucrînd cu variate raporturi moleculare între reactanţi. În toate cazurile ureea s-a utilizat sub formă de soluţie în acid sulfuric concentrat (bisulfat de uree) care s-a adăogat treptat în oleum cu 50% SO_3 liber, menţinînd temperatura de reacţie între 80—100 °C.

Rezultatele experimentale totalizate în tabelul 1 concordă, sub aspectul randamentului cu valorile indicate în literatură.

Tabelul 1

Nr. crt.	Raport molar uree/oleum	Randament %
1	1:1	70
2	1:1,5	81
3	1:2	85,5

Pentru a mări eficienţa economică a procedeului s-a experimentat posibilitatea înlocuirii oleumului, ca sursă de SO_3, cu SO_3 gazos obţinut direct prin oxidarea catalitică a SO_2 de 7%.

Rezultatele obţinute n-au fost satisfăcătoare nici sub aspectul randamentului (40—50%), nici sub aspectul purităţii produsului (25—32% acid sulfamic).

Aceasta se explică prin faptul că lipsind un exces continuu de trioxid de sulf liber în mediul de reacţie, este favorizată sulfoliza ureei [3], după reacţia :

$$CO(NH_2)_2 + 2H_2SO_4 \rightarrow HSO_3NH_2 + NH_4HSO_4 + CO_2$$

Acidul sulfamic obţinut din uree şi oleum este impurificat cu cantităţi apreciabile de acid sulfuric (15—20%). Separarea celor doi acizi se poate efectua prin recristalizări repetate, dată fiind solubilitatea relativ mică a acidului sulfamic [1]. Metoda poate conduce la un acid sulfamic liber de acid sulfuric. Recuperarea integrală a acidului sulfamic însă, nu este posibilă, datorită faptului că soluţia mamă rezultată la prima cristalizare, avînd un conţinut ridicat în acid sulfuric, este improprie pentru recirculare.

Inconvenientele semnalate au ridicat problema găsirii unei alte posibilităţi de purificare a acidului sulfamic. Diferitele încercări practice efectuate în această direcţie au indicat ca avantajoasă metoda separării celor doi acizi cu ajutorul schimbătorilor de ioni (anioniţi), metodă ce permite în acelaşi timp şi o oarecare concentrare a acidului rezultat.

Încercările orientative efectuate cu diferite rășini schimbătoare de ioni, au condus la concluzia că anioniții puternic bazici (Amberlit IRA-410, Duolit A 102 D, Wofatit L 150, Ionenaustauscher III) sînt improprii pentru scopul urmărit. Dintre anioniții bazici și slab bazici s-au experimentat : Lewatit MIH, Permutit E, Amberlit IR 45, Amberlit IR 4B, Vionit AS 1.

Principiul metodei de separare este următorul : coloana ce conține schimbătorul de ioni în formă OH^- este alimentată cu soluția care conține amestecul de acizi. La început rășina reține ambii anioni acizi. La un moment dat, anionul sulfamic reținut inițial este substituit în rășină cu anionul sulfuric și efluentul se îmbogățește treptat în acid sulfamic.

În continuarea eluării, se constată apariția în efluent a acidului sulfuric. Concentrația acestui acid crește continuu, paralel cu scăderea treptată a concentrației acidului sulfamic, ajungîndu-se final la compoziția efluentului identică cu a soluției supuse separării. În acest stadiu al ciclului de funcționare, datele analitice, comparate cu valoarea capacității de schimb a rășinii, confirmă că anionitul se găsește exclusiv în formă SO_4^{2-}. Situația aceasta este ilustrată pe diagrama 1 care redă variația compoziției amestecului de acid sulfamic-acid sulfuric, la trecerea sa peste diferite rășini slab bazice (Amberlit IR 4B, Amberlit IR 45, Lewatit MIH). Ceilalți anioniți slab bazici încercați (Vionit AS 1, Permutit E) nu au dovedit proprietăți de reținere selectivă.

Din examinarea acestor curbe cît și a datelor totalizate în tabelul 2, se constată că rezultatele cele mai avantajoase se obțin cu anionitul Amberlit IR 45.

Tabelul 2

Schimbătorul de ioni	Randament în HSO_3NH_2 pur %	Grad de reținere a H_2SO_4 %
Amberlit IR 4B	71,3	67,2
Amberlit IR 45	79,4	82,6
Lewatit MIH	59,3	79,5

În toate cazurile studiate, coloanele de schimbători de ioni au avut dimensiunile : $\phi = 20$ mm, $h = 250$ mm și au fost alimentate cu o soluție conținînd în medie 90 g/l acid sulfamic și 17 g/l acid sulfuric, cu un debit de 2 ml/minut.

Porțiunile de efluent lipsite de acid sulfuric se colectează separat, prelucrîndu-se în vederea obținerii acidului sulfamic cristalizat.

După saturarea masei schimbătorului de ioni, coloana se golește de lichidul interstițial și este supusă operației de spălare. Spălarea se face în contracurent cu apă distilată.

Examinînd alura curbei de spălare a rășinii Amberlit IR 4B redată în diagrama 2 se constată că primele porțiuni ale apelor de spălare au o

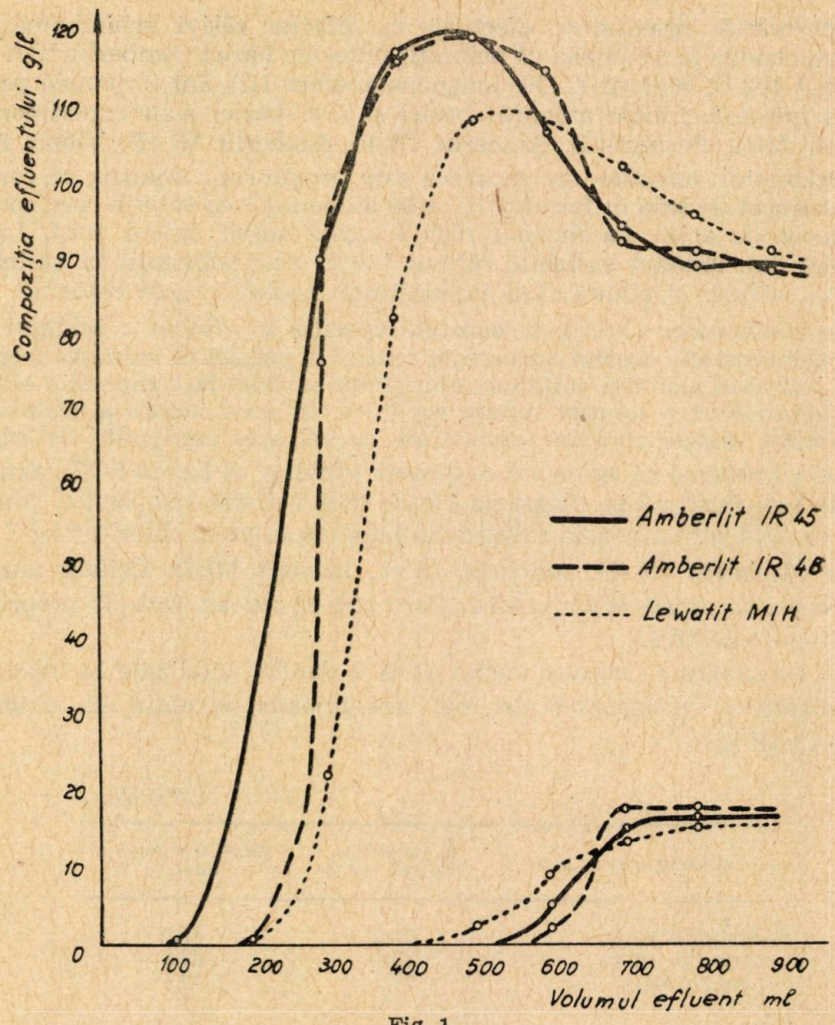


Fig. 1.

concentrație apreciabilă în acid sulfamic. Aceste ape, împreună cu fracțiunile de efluent care conțin acid sulfuric, vor servi la dizolvarea unei noi șarje de produs brut. Scăderea rapidă a concentrației celor doi acizi în apele de spălare, face contraindicată, din punct de vedere economic și a productivității instalației, continuarea spălării. Pierderile de acid sulfamic nerecuperabile nu depășesc valoarea de 1%.

METODE DE ANALIZĂ

Referitor la analiza amestecurilor de acid sulfamic-acid sulfuric, literatura indică o metodă gravimetrică relativ anevoioasă, neadecvată pentru analizele de serie [4], [10].

Din acest considerent s-a impus necesitatea găsirii unor metode care, în comparație cu metoda clasică, să prezinte avantajul de a fi mai expeditive și suficient de precise.

Insușirea acidului sulfamic de a forma cu metalele alcalino-pământoase săruri cu solubilitate superioară sărurilor corespunzătoare ale acidului sulfuric, a condus la presupunerea că ar fi posibilă dozarea conductometrică a amestecului acestor doi acizi. Principiul dozării conductometrice a acidului sulfuric alături de acidul sulfamic se bazează pe reacțiile :

$$(2H^+ + SO_4^{2-}) + (Ba^{2+} + 2Cl^-) \rightarrow$$

$$\rightarrow BaSO_4 + 2(H^+ + Cl^-)$$

$$2(H^+ + NH_2SO_3^-) + (Ba^{2+} + 2Cl^-) \rightarrow$$

$$\rightarrow (Ba^{2+} + 2NH_2SO_3^-) + 2(H^+ + Cl^-)$$

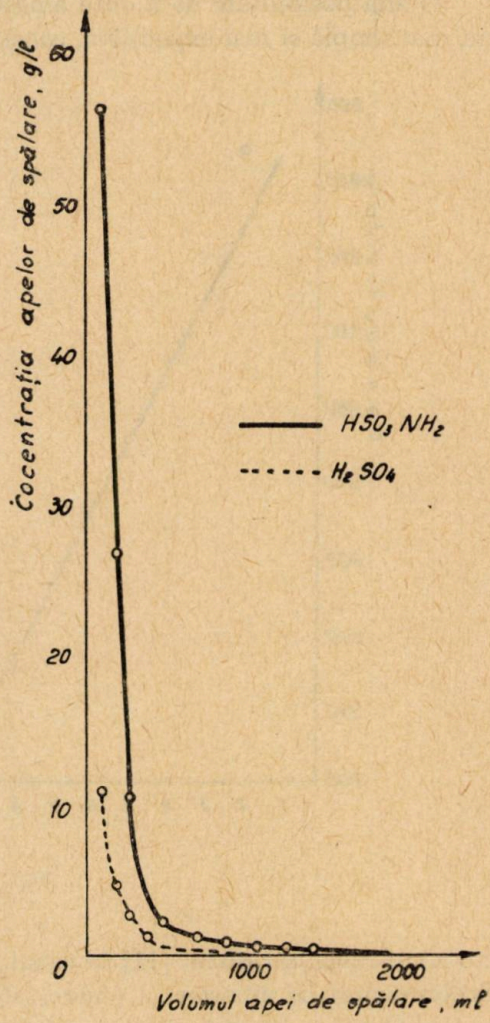


Fig. 2.

Adăugînd soluția de clorură de bariu la soluția conținînd amestecul celor doi acizi, se formează în primă fază sulfatul de bariu insolubil, fapt care atrage după sine scăderea conductivității sistemului În momentul consumării acidului sulfuric, adausul în continuare de clorură de bariu este însoțit de creșterea continuă a conductivității.

Modul de lucru este următorul : soluția celor doi acizi se neutralizează cu o soluție de NaOH n/10 în prezența roșului de metil, obținînd astfel valoarea acidității totale. Soluția neutralizată se supune titrării conductometrice cu o soluție de $BaCl_2$ n/10. Reactivul se adaugă în porțiuni de 0,5 ml la intervale de 3 minute, întrucît ionul $NH_2SO_3^-$ întîrzie precipitarea sulfatului de bariu.

Alura curbei de titrare conductometrică se vede în diagrama 3. Punctul de inflexiune indică volumul soluției de $BaCl_2$ n/10 corespunzător con-

ținutului de acid sulfuric existent în amestec. Conținutul de acid sulfamic se deduce prin diferență din valoarea acidității totale.

Metoda a fost verificată pe amestecuri etalon de acid sulfamic-acid sulfuric, obținînd rezultate satisfăcătoare.

O altă posibilitate de a doza amestecurile de acid sulfamic-acid sulfuric, mai simplă și mai expeditivă, constă în extinderea metodei volumetrice

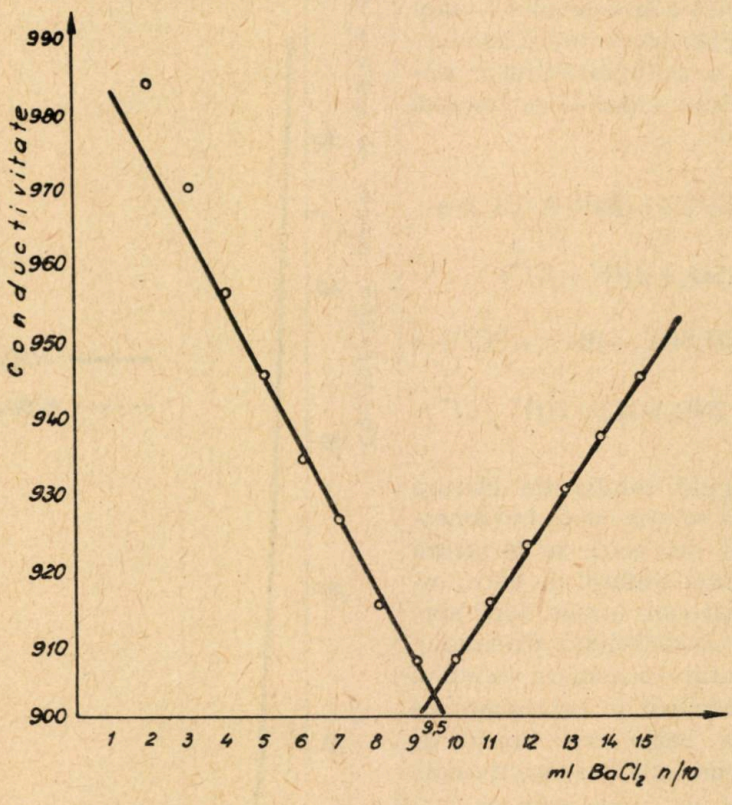


Fig. 3.

cu complexon tetrasodat [11] la cazul considerat. Metoda a fost verificată experimental pe amestecuri etalon, obținînd rezultate satisfăcătoare, care se încadrează în limitele de erori admisibile.

În tabelul 3 se redau rezultatele analizelor efectuate pe un amestec etalon, prin metodele propuse, comparativ cu metoda clasică.

Metodele propuse fiind mai exacte și mai expeditive decît metoda gravimetrică, se recomandă aplicarea lor la analiza amestecurilor de acid sulfamic-acid sulfuric.

Tabelul 3

Compoziția amestecului etalon		Rezultatele determinate experimental					
		gravimetric		conductometric		complexonometric	
HSO_3NH_2 %	H_2SO_4 %	HSO_3NH_2 %	H_2SO_4 %	HSO_3NH_2 %	H_2SO_4 %	HSO_3NH_2 %	H_2SO_4 %
89,95	10,05	87,98	12,79	88,49	10,62	89,49	10,46

BIBLIOGRAFIE

1. Patron M., L'industrie chimique, 1955, 8, p. 237.
2. Mellor J. W., *A comprehensive treatise on inorganic and theoretical chemistry*, New York, 1953, p. 637.
3. Baumgarten P., Ber. dtsch. chem. Ges., 1936, 69, p. 1929.
4. Baumgarten P., Krummacher A. H., Ber. dtsch. chem. Ges., 1934, 67, p. 1257.
5. Appel R., Huber W., Z. anorg. Chem., 1954, 275, p. 338.
6. Uchida S., Ito Y., Kobaiashi E., J. Chem. Soc. Japan, Ind. Chem. Sect. 1954, 57, p. 18.
7. ★ ★ ★ Brevet R.F.G., 1 132 549, 1962.
8. Feclin H. Y., Brady R. E., Merwin W. Y., Brevet S.U.A., 3 051 551, 1962.
9. Brauer G., *Handbuch der präparativen anorganischen Chemie*, Stuttgart, Ferdinand Enke, 1960, p. 456.
10. Baumgarten P., Marggraf I., Ber. dtsch. chem. Ges., 1930, 63, p. 1019.
11. Drăgușin I., Rev. Chim., București, 1961, 12, p. 42.

К ПОЛУЧЕНИЮ ЧИСТОЙ СУЛЬФАМОВОЙ КИСЛОТЫ ИЗ СМЕСЕЙ С СЕРНОЙ КИСЛОТОЙ

(РЕЗЮМЕ)

В процессе получения сульфамовой кислоты из мочевины и олеума создается продукт содержащий значительные количества серной кислоты. Ввиду того, что методы отделения смеси кислот, указанные в литературе, не дают удовлетворительных результатов с точки зрения к.п.д. и чистоты, был выработан способ очищения при помощи ионообменников. Полученные таким образом растворы сульфамовой кислоты, после их испарения в вакууме, дают продукт высокой чистоты.

Анализ смеси сульфамовой и серной кислот был произведен кондуктометрическим методом, который по сравнению с известными методами, требует гораздо меньше времени. Полученные результаты достаточно точны и воспроизводимы, а погрешности укладываются в допустимых пределах.

BEITRÄGE ZUR GEWINNUNG DER AMIDOSULFONSÄURE AUS SCHWEFELSÄUREHÄLTIGEN GEMISCHEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Bei der Gewinnung der Amidosulfonsäure aus Harnstoff und rauchender Schwefelsäure enthält das Produkt erhäbliche Mengen von Schwefelsäure. Nachdem die in der Literatur angeführten Trennungsmethoden bezüglich der Reinheit und Ausbeute zu keinen befriedigenden Ergebnissen führen, wurde eine neue Methode mit Hilfe von Ionenaustauschern ausgearbeitet. Die auf diesem Wege erhaltenen Lösungen von Amidosulfonsäure ergeben nach dem Verdampfen im Vakuum ein Produkt von grosser Reinheit.

Gemische aus Amidosulfonsäure und Schwefelsäure wurden nach einer konduktometrischen Methode analysiert, welche bedeutende Vorteile gegenüber den bekannten Methoden aufweist. Dieselbe führt zu entspechend genauen und reproduzierbaren Resultaten, welche sich in die üblichen Fehlergrenzen einordnen.

CERCETĂRI ÎN SERIA FTALOCIANINICĂ. II. DERIVAȚI COLORANȚI SULFONAMIDICI CU RESTURI DE ACID 2-AMINO-8-NAFTOL-6-SULFONIC *

DE

I. REICHEL, R. PALEA și C. TĂRĂBĂȘANU

Modificarea ftalocianinei de cupru poate să conducă la obținerea unor coloranți remarcabili atît prin varietatea posibilităților de aplicare tinctorială, cît și prin rezistența vopsirilor pe diferite fibre.

Printre posibilitățile de modificare structurală a ftalocianinei de cupru se menționează sulfonamidarea produsului albastru fundamental, prin care se pot obține derivați coloranți cu proprietăți tinctoriale menite să extindă gama nuanțelor rezistente în această serie [1].

Într-o lucrare anterioară [2] s-a examinat reacția de amidare a ftalocianinei de cupru clorsulfonate cu acidul 2-amino-5-naftol-7-sulfonic (acid I). S-a constatat cu acest prilej că produsul disulfonamidic obținut reprezintă un colorant cu multiple posibilități de aplicare pe diferite materiale textile. Nuanțele albastre-verzi realizate în aplicațiile tinctoriale posedă rezistență remarcabilă atît la tratamente umede cît și la lumină. Prin cuplarea produsului ftalocianin-di-sulfonamidic cu amine aromatice diazotate, se obțin atît prin developare pe fibră cît și prin sinteză în substanță, nuanțe rezistente cuprinse între brun și violet.

În lucrarea de față se prezintă reacția de amidare a ftalocianinei de cupru clorsulfonate cu acidul 2-amino-8-naftol-6-sulfonic (acid gama). urmată de cuplarea colorantului disulfonamidic intermediar cu unele amine aromatice diazotate (vezi schema 1).

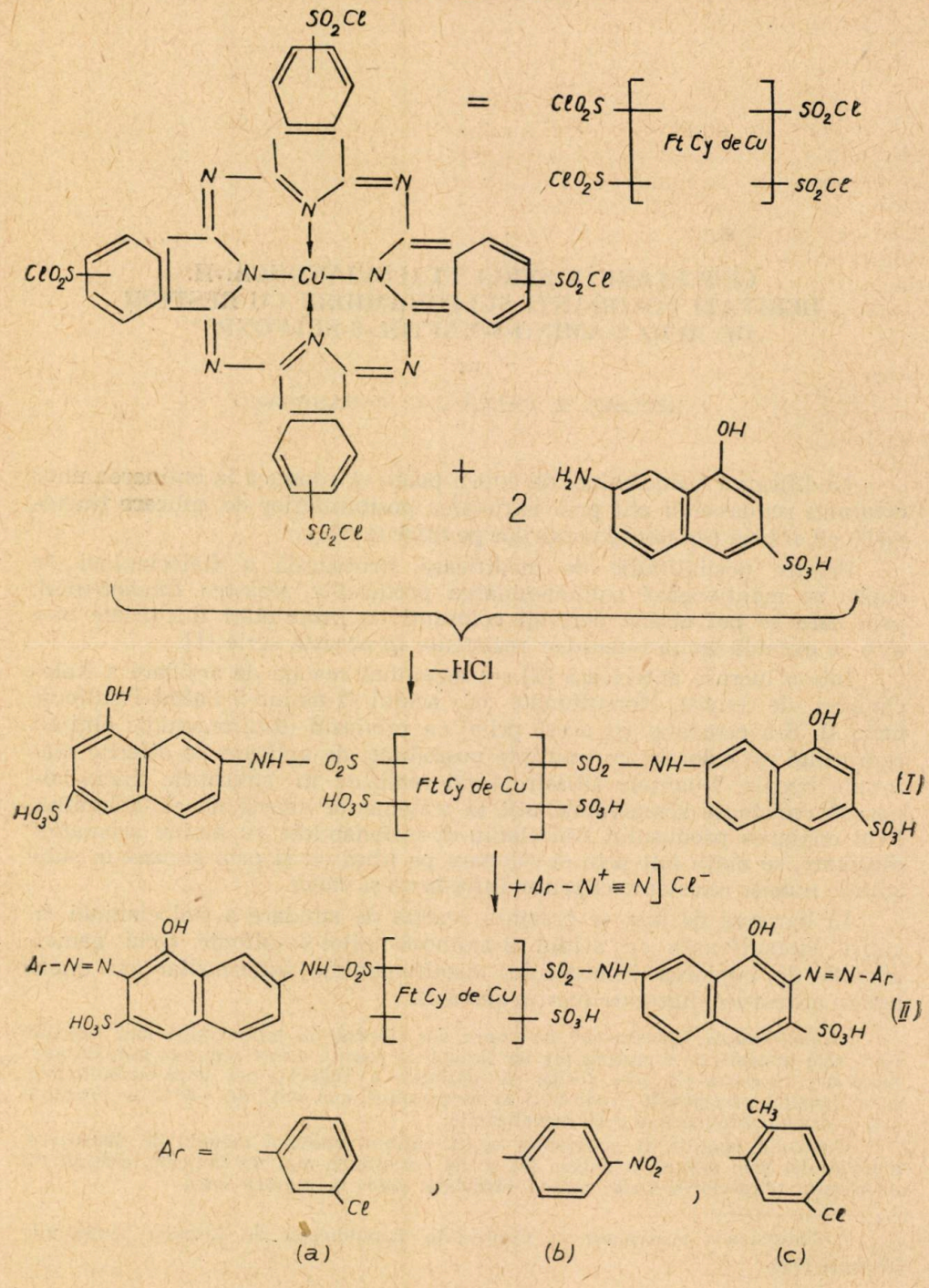
Clorsulfonarea ftalocianinei de cupru s-a efectuat la temperaturi mai ridicate decît cele indicate de literatura [3], iar timpul de reacție a fost redus la aproximativ jumătate. Remarcabilă este forma de obținere a ftalocianinei tetra-clorsulfonate care, datorită precipitării produsului la temperaturi mai mici de —5 °C, se prezintă sub o formă cristalină mai greu hidrolizabilă.

Controlul analitic al produsului astfel obținut, aplicînd metoda de distrugere a moleculei prin ardere în oxigen [4], a dat rezultatele mai jos indicate, arătînd că preparatul tetra-clor-sulfonat nu s-a hidrolizat decît în măsură mică.

---

* Comunicare prezentată la Conferința Republicană de Chimie, Timișoara, 30 iunie 1966.

SCHEMA 1


SO2Cl
=
ClO2S
Ft Cy de Cu
SO2Cl
ClO2S
SO2Cl
N
Cu
ClO2S
SO2Cl
SO2Cl
SO2Cl
+
2
OH
H2N
SO3H
−HCl
OH
NH
O2S
HO3S
Ft Cy de Cu
SO2 — NH
SO3H
OH
SO3H
(I)
+ Ar − N+ ≡ N] Cl−
OH
Ar − N = N
HO3S
NH − O2S
Ft Cy de Cu
SO2 − NH
SO3H
OH
N = N − Ar
SO3H
(II)
Ar =
Cl
NO2
CH3
Cl
(a)
(b)
(c)

Pentru $C_{32}H_{12}N_2S_4O_8Cl_4Cu$
Cu — calculat — 7,2% ; găsit 7,9%
Cl — calculat — 15,8% ; găsit 14,2%
S — calculat 15,5% ; găsit 14,9%

Reacția de amidare a ftalocianinei de cupru tetraclorsulfonate s-a efectuat în mediu apos și apos-acetonic 1 : 1, la temperatura de 140—150 °C, în prezență de carbonat de calciu și cu adaosuri mici de bicarbonat de sodiu. În aceste condiții reacția decurge lent, uniform și se asigură un grad de transformare corespunzător, iar puritatea produsului apreciată pe cale cromatografică este convenabilă. După filtrarea amestecului de reacție, s-a realizat separarea produsului di-sulfonamidic (I) prin acidularea ușoară a filtratului.

Într-un balon cu 3 gîturi prevăzut cu refrigerent ascendent de aer, cu termometru și agitator mecanic, s-au tratat 20 g ftalocianină de cupru cu 160 g acid clorsulfonic adăugînd în prize succesive ftalocianina. Temperatura se ridică treptat la 140—150 °C. După agitare timp de 2 ore la această temperatură masa de reacție s-a răcit și apoi s-a turnat peste amestecul refrigerent format din 600 g gheață și 40 g NaCl. S-a asigurat concomitent răcirea exterioară a masei de reacție. Produsul clorsulfonat precipită abundent într-o formă cristalină, prin menținerea unei temperaturi mai mici de —5 °C. Amestecul se filtrează rapid iar precipitatul cristalin se spală cu o soluție răcită de NaCl. Precipitatul umed s-a amestecat cu o suspensie apoasă concentrată formată din 30 g acid gama, ampastată în prealabil cu 15 g $CaCO_3$. Reacția de amidare decurge constant, sub agitare mecanică energică, la temperatură scăzută, în timp de 24 ore. Evoluția lentă și uniformă a reacției a putut fi controlată prin spumarea continuă a amestecului, care se datorește degajării de CO_2 din $CaCO_3$ și HCl rezultat din reacție. La sfîrșit s-a obținut o suspensie care s-a filtrat, iar prin acidularea filtratului cu HCl s-a separat produsul sulfonamidic. Purificarea produsului se realizează prin dizolvări și reprecipitări repetate. În reacția de condensare rezultă 12,25 g produs purificat.

Controlul cromatografic pe hîrtie, folosind eluentul F8 (25 cm^3 piridină, 70 cm^3 ester acetilacetic și 20 cm^3 apă) a arătat puritatea satisfăcătoare a produsului.

În variantele de condensare sulfonamidică executate în mediu de acetonă-apă (100 cm^3 acetonă — 100 cm^3 apă) reacția decurge cu viteză mai mică și se poate efectua la temperatură ambiantă. Randamentele în această variantă sînt similare cu cele obținute în reacția de condensare sulfonamidică fără utilizarea solvenților.

Determinarea azotului după Parnas-Wagner arată că a rezultat în reacție derivatul di-sulfonamidic (I), celelalte două grupe de sulfoclorură trecînd în grupe sulfonice prin hidroliză.

Pentru $C_{52}H_{30}O_{18}N_{10}S_6Cu$ (I)
N — calculat = 10,46%
N — găsit = 10,84% (pentru produsul din mediu apos) și
N — găsit = 10,58% (pentru produsul din mediu acetonic).

Aceste rezultate sînt în concordanță cu date recente din literatură [5], [2] pentru alte cazuri de alchilaminarea și arilaminarea ftalocianinei de cupru tetra-clorsulfonate.

Comportarea coloristică a produsului di-sulfonamidic (I) se caracterizează prin variate posibilități de aplicare pe diferite suporturi textile, cu nuanțele albastre-verzi. Rezistența coloraților pe lînă și bumbac, este

în general moderată. Remarcabilă este în schimb, nuanța, strălucirea și rezistența coloraţiei verzi-albastre (C.I. nr. 17) [6] pe fibre poliamidice.

Vopsirea directă a bumbacului s-a efectuat din flota carbonat-alcalină, cu adaos de NaCl. Nuanța : albastră-verde (C.I. nr. 15). Rezistență la lumină — foarte bună, la tratamente umede — moderată.

Aplicarea pe lînă s-a făcut din flota acidulată cu CH_3COOH și adaos de Na_2SO_4. Coloraţia albastră-verde (C.I. nr. 16) arată rezistenţe moderate.

Vopsirea fibrei poliamidice s-a realizat din flota, ce conţinea acid acetic și sare. Rezistența coloraţiei verzi-albastre (C.I. nr. 17) la lumină și la tratamente umede este foarte bună.

S-au efectuat vopsiri și pe amestecuri de lînă 80% și bumbac 20%. Rezistența coloraţiei albastre-verzi a fost mai slabă.

Reacţia de azocuplare a combinaţiei di-sulfonamidice (I) cu 3-cloranilină diazotată, duce la formarea unui colorant (II a) de nuanță brun-roșcată (C.I. nr. 26) pe bumbac, cu substantivitate față de bumbac și afinitate față de lînă și fibre poliamidice.

Metoda sintetică nu prezintă particularităţi și constă în introducerea soluţiei diazotate de 3-cloranilină, sub agitare și la o temperatură sub 10 °C, în soluţia carbonatalcalină a produsului di-sulfonamidic.

Puritatea colorantului format a fost verificată pe cale cromatografică cu hîrtie Whatman nr. 1 și în comparaţie cu produsul obţinut prin cuplarea acidului gama cu aceeași amină diazotată. S-a constatat o diferenţiere netă între cele două produse supuse cromatografiei prin comparaţie, iar puritatea colorantului a fost satisfăcătoare.

Aplicaţiile tinctoriale pe bumbac și pe lînă sînt de multe ori neuniforme, iar rezistența coloraţiilor, care se pot obţine aplicînd metodele de vopsire obișnuite, este relativ slabă, atît la lumină cît și la tratamente umede.

În schimb, coloraţia brun-roșcată pe fibra poliamidică se caracterizează prin rezistență bună la lumină.

În continuare s-a realizat reacţia de azocuplare prin developare pe bumbacul impregnat în prealabil cu produsul di-sulfonamidic (I). Aminele aromatice diazotate folosite și nuanțele obţinute pe bumbac, sînt redate în schema 1 și tabelul 1.

Tabelul 1

Nr. colorantului	Amina diazotată	Nuanța pe bumbac	Nr. C.I. (6)
II a	3-cloranilină	brun-roșcat	26
II b	4-nitranilină	brun	34
II c	2-metil-5-cloranilină	violet-roșcat	35

Developarea coloraţiilor s-a efectuat prin introducerea bumbacului impregnat în prealabil cu produsul di-sulfonamidic (I), în soluţia diazotată de amină aromatică tamponată cu CH_3—COONa și Na_2CO_3 pînă la un *p*H 8 și cu adaos de 1% ulei roșu turcesc, la temperatura ambiantă.

Rezistenţele coloraţiilor,, atît la tratamente umede cît și la lumină, sînt relativ mai slabe decît cele obţinute în condiţii similare folosind derivatul di-sulfonamidic corespunzător cu acidul 2-amino-5-naftol-7-sulfonic (acid I) [2]. Ca o deficienţă generală a acestor produse se mai remarcă dificultatea obţinerii unor vopsiri uniforme în aplicaţiile tinctoriale.

În concluzie prin arilamidarea ftalocianinei de cupru tetra-clorsulfonate cu acidul 2-amino-8-naftol-6-sulfonic (acid gama) s-a obţinut un derivat colorant di-sulfonamidic (I), care prin cuplări atît în substanţă cît şi pe bumbac cu variate amine aromatice diazotate, conduce la obţinerea unor colorații între brun-roşcat şi violet.

Se menţionează calitatea mai slabă a coloraţiilor realizate, atît sub aspectul purităţii nuanţelor şi al capacităţii de egalizare, cît şi al rezistenţei la lumină şi tratamente umede, în comparaţie cu produsul rezultat prin condensarea ftalocianinei de cupru tetra-clorsulfonate cu acidul 2-amino-5-naftol-7-sulfonic (acid I).

BIBLIOGRAFIE

1. FIAT, Final Reports nr. 1313 (1948), vol. III., 305—307 şi 326—327 ; Brevete britanice nr. 811221, J.S.D.C. *75*, 320 (1959) ; nr. 805562, J.S.D.C., *75*, 168 (1959) ; nr. 779489, J.S.D.C., *73*, 525 (1957) ; nr. 763343 J.S.D.C., *73*, 111 (1957) ; nr. 515637, C. *1939*, II, 1176 ; nr. 826689, J.S.D.C., *76*, 248 (1960) ; Brevet german nr. 946834, C. *1957*, 6903 ; Brevet elveţian nr. 307327, C. *1957*, 2601.
2. I. Reichel, R. Palea şi I. Iorga, Bulet. ştiinţ. şi tehn., IPT seria nouă, Tom. *6* (20), 53 (1961).
3. Brevet S.U.A. nr. 2801997, J.S.D.C., *74*, 791 (1958). Brevet elveţian nr. 347925, C.A. *55*, 15946 (1961) ; Brevete franceze nr. 1137154, C. A., *58*, 11504 (1963) şi nr. 1181249, C.A. *55*, 15946 (1961).
4. Chemie für Labor. und Betrieb, *10*, 401 (1961).
5. Brevete britanice nr. 826689, J.S.D.C. *76*, 248 (1960) şi nr. 811221, C. *1960*, 7005.
6. Colour Index, Ed. II. Bradford, 1958, Hue Indication Chart.

ИССЛЕДОВАНИЯ ФТАЛОЦИАНИНОВОГО РЯДА II. СУЛЬФОНАМИДНЫЕ КРАСИТЕЛИ С АМИНОНАФТОЛСУЛЬФОННЫМИ ОСТАКАМИ (γ-Кислот)

(РЕЗЮМЕ)

При обработке фталоцианина меди 2-амино-8-нафтол-6-сульфокислотой образуются ди-сульфонамиды (I), которые являются универсальными сине-зеленными красителями.

Окраски полученные на полиамидном волкне характеризуются хорошей устойчивостью к действию света и к мокрым обработкам. Сочетание этого продукта с диазотированными ароматическими аминами приводит к образованию красителей (II), которые могут также применяться для различных текотильных волокон. Те же окраски можно получить и при проявлении на предварительно пропитанном текстильном волокне. Качество этих окрасок во всех отношениях хуже чем окрасок полученных при участии « » — кислоты (2-амино-5 нафтол-7-сульфокислота) в реакции сульфамидирования.

UNTERSUCHUNGEN IN DER PHTHALOCYANIN-REIHE. II. SULFONAMIDFARBSTOFFE MIT 2-AMINO-8-NAPHTHOL-6-SULFONSÄURE (γ)-RESTEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Die Umsetzung des tetra-chlorsulfonierten Kupfer-Phthalocyanins mit 2-Amino-8-naphthol-6-sulfonsäure führte zur Bildung des di-Sulfonamids (I). Dieses Produkt stelt einen blau-grünen Farbstoff von allgemeiner Anwendbarkeit dar. Die Färbungen auf Polyamidfasern (C.I. 17) sind echt gegen Lichteinwirkung und Nassbehandlungen, Die Kupplung desselben Produkts mit diazotierten aromatischen Aminen ergab Farbstoffe (II), die ebenfalls auf verschiedenen Textilfasern anwendbar sind. Dieselben Färbungen können auch durch Entwicklung auf vorbehandelter Baumwolle erzielt werden. Die Qualität dieser Färbungen ist jedoch in jeder Hinsicht schwächer, als die der ähnlichen Färbungen, welche unter der Beteiligung der 2-Amino-5-naphthol-7-sulfonsäure (I-Säure) an der Sulfonamidierungsreaktion (2), erreicht werden konnten.

POLI (ESTERI-ETERI) LINIARI CU STRUCTURI ALTERNATE

Nota I. Considerații asupra policondensării în topitură a acidului propan 2,2 bis-(*p*-fenilenoxiacetic) cu etilen glicol.

DE

I. NANU și VIRGINIA BOBOESCU

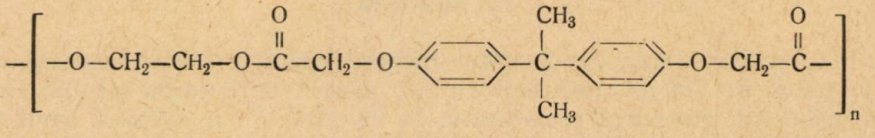
Polimerii cu „structuri alternate" [1] sau cu „cicluri în catenă" [2] constituie o grupă interesantă de compuși macromoleculari liniari, scheletul lor structural complex putînd fi modelat ușor și studiat în aspectele relației structură-proprietăți.

În lucrările noastre se urmărește sinteza unor modele de polimeri liniari cu structură alternată, în seria policondensatelor, în care elementul constitutiv fundamental are dimensiuni foarte mari.

Acești polimeri conțin în scheletul principal pe de o parte nuclee arilice legate prin punți de carbon și pe de altă parte grupări eter-fenolice precum și grupări esterice de genul celor din poliesteri liniari alifatici.

În sinteza acestor modele de polimeri, s-a preferat ca punct de pornire un acid bibazic cu moleculă mare — acidul propan 2,2 bis-(*p*-fenilenoxiacetic) de la care în continuare se poate dimensiona convenabil mărimea merului prin esterificarea cu dioli de diverse dimensiuni și structuri.

Elementul constitutiv fundamental în prezenta lucrare în care se folosește drept diol etilen glicolul, este o formație de dimensiuni apreciabile, care generează un compus macromolecular formulabil astfel :



Ținînd seama de grupele de legătură care dau o caracteristică esențială precum și de construcția generală a acestor polimeri, am propus cuprinderea lor sub denumirea generală de poli (esteri-eteri) cu structuri alternate.

Poliesterii liniari alifatici au fost studiați sistematic, după cum se știe, pentru prima dată de W. H. Carothers [3]. Prin reacția în topitură între acizi bibazici și glicoli s-au obținut poliesteri cu mase moleculare, cuprinse între 2 000—5 000.

Urmărind îmbunătățirea proprietăților polimerilor și în special creșterea greutăților moleculare s-au studiat foarte multe metode de sinteză a poliesterilor, care în general pentru sistemele cu doi componenți reprezintă variante ale următoarelor procedee :

— policondensarea în topitură cu ajutorul catalizatorilor sau fără catalizator în strat subțire ;

— policondensarea în soluție, respectiv varianta policondensarea azeotropă [4] ;

— policondensarea între bicloruri de acizi și glicoli [5].

Unele din aceste metode conduc la poliesteri a căror greutate moleculară poate atinge chiar valoarea de 100 000 [7].

Literatura vastă asupra poliesterilor — ținînd seama și de importanța lor industrială cuprinde azi numeroase monografii și prezentări de ansamblu între care menționăm studiul lui Wilfong [6].

Pentru sinteza poliesterilor din acid propan 2,2 bis-(*p*-fenilenoxiacetic) și etilen glicol s-a ales, în această etapă a lucrărilor, ca metodă de lucru policondensarea în topitură, condusă în două trepte — condensarea primară la presiune normală și condensarea finală (de bază) la presiune redusă [8], o variantă a acestei metode fiind utilizată și pentru obținerea industrială a polietilentereftalatului [9].

1. PARTEA EXPERIMENTALĂ

1.1. **Materii prime**

— acidul propan 2,2 bis-(*p*-fenilenoxiacetic) recristalizat din acid acetic. PT = 171—172 °C I.Ac. = 310 mg KOH/g ;

— acidul propan 2,2 bis-(*p*-fenilenoxiacetic) obținut prin saponificarea dietilesterului acidului propan 2,2 bis-(*p*-fenilenoxiacetic). PT = 173—174 °C I.Ac. = 318 mg KOH/g ;

— etilen glicol — pur Reanal ;

— etilen glicol — distilat în intervalul 92—94 °C la 10 mm col/Hg.

1.2. **Aparatura**

Pentru executarea condensării primare aparatura este alcătuită dintr-un balon de 100 ml, prevăzut cu tub pentru barbotarea gazului inert, cu refrigerent ascendent termostatat la 99—100 °C cu ajutorul unui termostat Wobser și cu o biuretă pentru măsurarea apei rezultate din reacție.

Termostatarea instalației se face într-o baie de ulei siliconic prevăzută cu agitare și cu un sistem automat de reglare a temperaturii.

Pentru executarea condensării finale (de bază) instalația de sinteză se adaptează la o pompă de vid cu care se realizează o presiune remanentă de aproximativ 10 mm col/Hg. Ambele faze ale condensării se execută în atmosferă de azot purificat prin trecere peste soluție alcalină de pirogalol, clorură de calciu anh. și pentoxid de fosfor.

2. REZULTATE ȘI DISCUȚII

2.1. Condensarea primară

Obținerea poliesterilor este dificilă din cauza condițiilor de echilibru care sînt extrem de sensibile.

Pentru conducerea policondensării este necesar a alege condiții care să asigure eliminarea din sistem a componentei volatile, în cazul nostru — apa.

Condițiile condensării primare au fost stabilite pe un număr de șapte probe *A*—*G* figura 1.

Urmărirea mersului reacției s-a făcut prin cantitatea de apă eliminată din sistem, în timp.

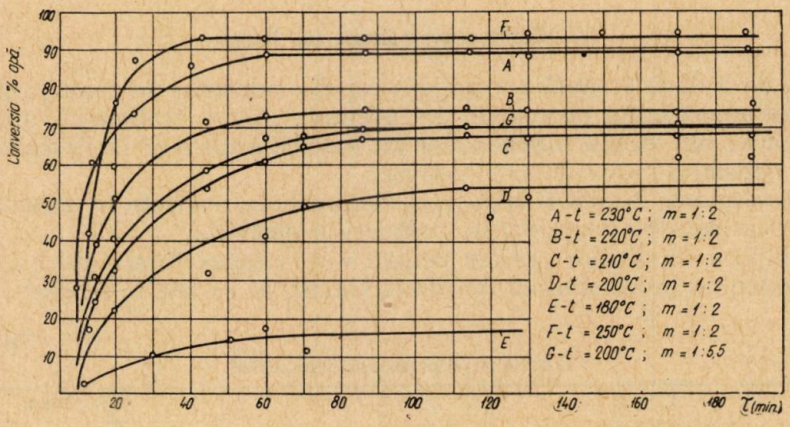


Fig. 1. Curbele de distilare a apei la diferite temperaturi de reacție.

Din rezultatele obținute se constată să executînd condensarea la temperaturi variind între 180—230 °C, păstrînd raportul molar acid : glicol 1 : 2, viteza reacției și gradul de conversie sînt cu atît mai mari cu cît temperatura este mai ridicată, confirmînd alte cercetări [10].

Adăugarea unui catalizator acetat de Zn : oxid de Pb 2 : 1 în proporție de 0,3% față de acid, curba *F* figura 1, aduce o creștere remarcabilă a vitezei de reacție. Pentru comparație, a se vedea curba *D*, executată tot la temperatură de 200 °C. Ținînd însă cont de faptul că produsul se impurifică cu catalizator și că însăși acidul bibazic este capabil de a autocataliza reacția de policondensare [11] s-a reținut pentru toate sintezele, pentru această etapă, lucrul în absența catalizatorilor, la temperatură de 230 °C, condiție în care se obține o conversie bună.

Evoluția în timp a cantității de apă eliminată din sistem arată o perioadă, primele 30 de minute, cînd reacția este rapidă pentru ca apoi să fie din ce în ce mai lentă.

Prelungirea timpului de reacție pînă la 6 ore pentru proba reprezentată prin curba *A* nu duce la o conversie mai mare decît cea realizată după aproximativ 70 minute de la începutul reacției.

Raportul între substanțele inițiale se stabilește în favoarea componentei mai volatile, pentru a compensa eventuala ei îndepărtare din sistem, pentru a evita procesul de decarboxilare, la care sînt predispuși acizii dicarboxilici și pentru a evita reacțiile de degradare ce pot apare în prezența componentei acide [12].

Este de așteptat ca lucrînd cu raportul molar 1 : 2 pentru această primă etapă a condensării să se obțină produse cu grupe terminale hidroxilice.

Ca urmare creșterea în continuare a lanțului va avea loc prin transesterificare cu separare de glicol, a cărui scoatere din sistem se realizează prin efectul combinat — presiune redusă și temperatură ridicată în cea de a doua treaptă de condensare.

2.2. **Condensarea finală** (de bază)

Cea de a doua treaptă a reacției de policondensare se realizează prin încălzirea amestecului de reacție în vacuum. Acest tratament ușurează îndepărtarea din mediu a produșilor cu moleculă mică și facilitează legarea mai departe a moleculelor în polimer.

Temperatura, durata și reducerea de presiune realizate în această fază influențează sensibil proprietățile polimerilor obținuți.

Stabilirea condițiilor optime pentru condensarea finală (de bază) s-a făcut pentru un precondensat obținut în condițiile arătate în tabelul 1.

Tabelul 1

Caracteristicile precondensatului.

Raport molar acid:glicol	Temp. °C	Durata h	I.Ac. mgKOH/g	P.T. °C	Aspect	Solubilitate			
						alc. etilic	benzen	cloroform	acetonă
1:2	230	3	1,3	48—49	Prod. rășinos, slab colorat	nu	nu	da	da

Precondensatul a fost tratat în faza următoare la temperatura de 230 ; 260 ; 270 ; 280 °C timp de 3 ore la o presiune remanentă de cca. 10 mm col/Hg.

Efectul temperaturii și al duratei de reacție se pot urmări în figurile 2—3 care prezintă evoluția punctelor de topire respectiv a cifrelor de vîscozitate a produselor.

Se constată că ridicarea temperaturii de tratare la presiune scăzută are efect favorabil asupra creșterii punctelor de topire respectiv a vîscozității soluțiilor poliesterilor. Durata policondensării finale (de bază) influențează pozitiv pînă la temperatura de 260 °C (la care și după 3 ore se observă o tendință de creștere în continuare a punctelor de topire și a vîscozităților).

La temperatura de 270 °C se constată un efect de ridicare mai bruscă a punctelor de topire în timpul primelor 90 minute după care punctele de topire scad, datorită, probabil, proceselor de degradare termică ce apar [13]. Efectul distructiv se resimte și mai mult lucrînd la temperatura de 280 °C cînd în prima jumătate de oră are loc o ridicare bruscă a punctului de topire a polimerului, după care reacțiile de degradare termică sînt predominante ducînd la scăderea rapidă a punctelor de topire (fig. 2) și a vîscozității (fig. 3).

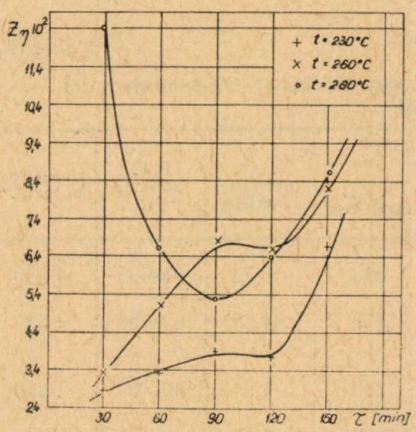


Fig. 2. Variația punctelor de topire în funcție de temperatura de tratare în vacuum.

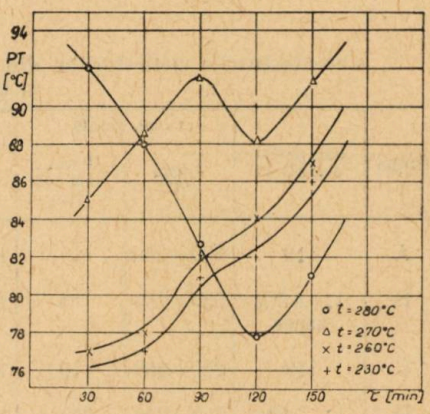


Fig. 3. Variația cifrei de vîscozitate în funcție de temperatura de tratare în vacuum.

Observația făcută în legătură cu efectul temperaturii în timp asupra procesului de policondensare, respectiv asupra punctelor de topire și asupra vîscozității polimerului au permis să se încerce conducerea policondensării de bază în patru trepte de temperatură — ridicarea temperaturii făcîndu-se la intervale de 30 minute.

După cum se observă din fig. 4 ridicînd temperatura treptat de la 230 la 280 °C la intervale de 30 minute punctele de topire se ridică treptat de la cca. 45 °C pînă la 92 °C.

Acest sistem de lucru prin ridicarea treptată a temperaturii de la 170 °C pînă la 250 °C este recomandat în lucrările lui Korsak și Vinogradova [14], [15], [16] pentru acizii bibazici alifatici cu 2—8 grupe CH_2 în moleculă.

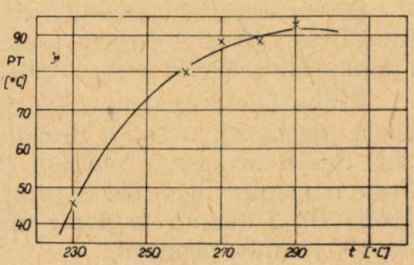


Fig. 4. Evoluția punctelor de topire funcție de temperatură la policondensarea în trepte între 230—280 °C.

Ca urmare a rezultatelor experimentale s-a ales pentru această etapă a lucrărilor conducerea procesului de poliesterificare în următoarele condiții :

— condensarea primară la presiune normală la temperatura de 230 °C timp de 3 ore ;

— condensarea finală (de bază) în vacuum în 4 trepte de temperatură între 230—280 °C, timp de 2 ore.

O informare asupra efectului raportului între componenți și purității materiilor prime asupra proprietăților poliesterului se poate primi din datele cuprinse în tabelul 2.

Tabelul 2

Caracteristicile poliesterilor din acid propan 2,2 bis-(*p*-fenilenoxiacetic) și etilen-glicol.

Proba	Rap. molar ac.:glicol	Cond. finală		Prop. acidului		I. Ac. polimer mgKOH/g	P.T. polimer °C	Greutatea molecul.*
		Temp. °C	Pres. mm col Hg	P.T. °C	I. Ac. mgKOH/g			
A	1:2	230—280	10	173—174	318	0,75	91—93	1 290
B	1:1+5% exces	230—280	10	173—174	318	48,59	92—93	1 830
C	1:2	230—280	10	171—172	310	1,5	90—92	1 260
D	1:1+5% exces	230—280	760	173—174	318	5,25	81—83	—

* Greutatea moleculară a fost determinată prin metoda ebulioscopică diferențială.

Se constată că lucrînd în rapoarte molare diferite se obține după cum era de așteptat, o aciditate mai mică a produsului la un conținut mai mare de glicol.

Efectul raportului între componenți, pentru condițiile de lucru alese, se face simțit și asupra punctelor de topire și a greutăților moleculare.

Se constată de asemenea că un grad de puritate mai avansat al acidului aduce cu sine creșterea punctului de topire și a greutății moleculare a polimerului. (Probele A, C tab. 2).

Proba D s-a executat fără a se aplica vacuum în faza de condensare finală (de bază), absența presiunii scăzute duce la imposibilitatea eliminării totale din sistem a etilen glicolului și ca urmare produsul are o aciditate mai mică decît cel obținut în condiții comparabile însă sub vacuum (proba B). Totodată se poate observa și scăderea punctului de topire cu cca. 10° (față de proba B).

Produsele obținute în condițiile de lucru dscrise, au aspect rășinos, sînt închise la culoare, dure, casante, se trag ușor în fir, dar firul nu este etirabil la rece.

CONCLUZII

Prin reacţia acidului propan 2,2 bis-(*p*-fenilenoxiacetic) cu etilen glicol în condiţiile policondensării în topitură în două trepte, condensarea primară la presiune normală temperatură de 230 °C şi condensarea finală la presiune redusă cu temperatura variabilă între 230—280 °C — se obţin produse cu greutate moleculară relativ mică.

Rezultatele experimentale oglindesc bine efectul temperaturii, al raportului între componenţi, al purităţii materiilor prime şi al presiunii asupra proprietăţilor polimerilor.

Cercetările efectuate au permis de asemenea stabilirea temperaturii peste care procesele distructive devin predominante.

BIBLIOGRAFIE

1. Nanu I. şi Boboescu V., Bul. Ştiinţific şi Tehnic I.P.T. *8* (22) 51, (1963).
2. Koton M. M., Usp. him. *31*, 2 (1962).
3. Carothers W. H., J. Am. chem. Soc. *51*, 2560 (1929).
4. Batzer H., Holzschmidt H., Wiloth F. şi Mohr B., Makromol. Chem. *7*, 82 (1951); Izard E. F., U. S. Patent 2,597,643 (1952) E. I. du Pont de Nemours and Co.
5. Flory P. J. şi Leutner F. S., U. S. Patent 2,589,687 şi 2,589,688 (1952).
6. Wilfong R. E., J. Polymer Sci., *54*, 385 (1961).
7. Zavaglia E. A., Mosher W. A. şi Billmayer F. W., Off. Digest Federat. Soc. Paint Technol., *37* Nr. 482), 229 (1965).
8. Batzer H., Makromol. Chem. *5*, 5 (1950).
9. Whinfield J. R., U. S. Patent, 2,463,319 (1949).
10. Batzer H., Lang H., Makromol. Chem, *15*, 211 (1955).
11. Corşac V. V., *Gheţeroţepnîe poliefirî* — Ed. Academia de ştiinţe a U.R.S.S. Moscova 1958, p. 106.
12. Corşac V. V. şi Vinogradova S. V., Izv. A.N. S.S.S.R. OHN, 1121 (1953).
13. Corşac V. V. şi Vinogradova S. V., Usp. him ; *23*, 333 (1954).
14. Corşac V. V. şi Vinogradova S. V., Izv A.N. S.S.S.R. OHN ; 1121 (53).
15. Corşac V. V. şi Vinogradova S. V., Izv. A.N. S.S.S.R. J.O.H. *26*, 543 (1956).
16. Corşac V. V. şi Vinogradova S. V. Izv. A.N. S.S.S.R. J.O.H. *26*, 538 (1956).

ЛИНЕЙНЫЕ ПОЛИЭФИРЫ С ПЕРЕДУЮЩИМИ СТРУКТУРАМИ СОДЕРЖАЮЩИЕ ПРОСТЫЕ И СЛОЖЕНЫ ЭФИРНЫЕ ГРУППЫ

I. О ПОЛИКОНДЕНСАЦИИ В РАСПЛАВЕ ПРОПАН 2,2 БИС (п-ФЕНИЛЕН-ОКСИУКСУСНОЙ) КИСЛОТЫ И ЭТИЛЕНГЛИКОЛЯ

(РЕЗЮМЕ)

Авторы изучают синтез некоторых моделей линейных полимемеров с чередующей структурой, звена которых имеют очен большие размеры. Эти полимеры содержат в главной цепи арильные кольца, простые и сложные эфирные группы, а также алифатические, поэтому они (были названы поли (простые-сложные) ефирными.

Цель данной работы поли (простые-сложные) эфиры, полученые из пропан — 2,2 бис (п-фениленооксиуксусной) кислоты и этиленгликоля.

Экспериментальные результаты показывают влияние температуры, соотношения компонентов и чистоты исходных веществ на свойства полимеров, полученных двухступенчатой поликонденсацией в расплаве. Проведенные опыты позволяют также установить температуру, над которой термические деструктивные процессы становятся преобладающими.

LINEAR POLY (ESTER-ETHERS) OF ALTERNATE STRUCTURE

NOTE I. CONSIDERATIONS ON THE MELT POLYCONDENSATION OF PROPANE-2,2-BIS (*P*-PHENYLENE OXYACETIC) ACID WITH ETHYLENE GLYCOL.

(SUMARY)

The present work aims to synthesize models of linear ploymers of alternate structure having big fundamental elements.

The main chain of these polymers contains aromatic nuclei, ether and ester groups and aliphatic chains. For this reason it was proposed to call them poly (ester-ethers).

The object of this paper are poly (ester-ethers) obtained of propane -2,2-bis-(*p*-phenyleneoxyacetic) acid and ethylene glycol.

The experimental results show the effect of temperature, of the ratio of reagents, of the purity of raw materials on the properties of polymers prepared by two stage melt polycondensation.

The investigations permitted to establish the temperature above which the thermal destructive processes are predominant.

POLI (ESTERI-ETERI) LINIARI CU STRUCTURI ALTERNATE

Nota II. Sinteza poli (ester-eterilor) liniari saturați din acid propan 2,2 bis-(*p*-fenilenoxiacetic) cu dioli alifatici și dioli alifatic-aromatici.

DE

I. NANU și VIRGINIA BOBOESCU

Într-o notă anterioară s-a arătat posibilitatea obținerii unor compuși macromoleculari liniari, constituiți cu elemente fundamentale avînd dimensiuni apreciabile și o heterocatenă în care se alternează atît nuclee arilice, cît și elemente de legătură flexibile, de natură chimică diferită.

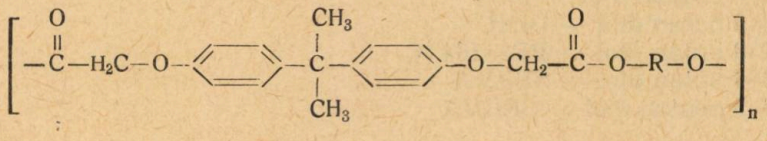
Modelul sintetizat deschide o serie, pentru care s-a propus denumirea de poli (esteri-eteri) cu structuri alternate.

În grupul polimerilor liniari, cu structuri alternate din seria poli (esteri-eteri) există posibilități ușoare de a modifica proprietățile policondensatelor prin schimbarea parțială a constituției chimice a elementului fundamental. După cum se știe legătura între constituția chimică, mobilitatea lanțurilor, masa moleculară și structura compușilor macromoleculari pe de o parte, cu proprietățile fizice, fizico-mecanice și chimice ale produselor pe de altă parte, este certă, dar se impune studierea influenței acestor factori într-o serie dată.

Studii amănunțite în domeniul poliesterilor liniari, au realizat printre alții Korșak și colaboratorii [6], R. Hill și E. E. Walker [1], Izard [2], Batzer și Lang [3], Zavaglia și colaboratorii [4], etc.

În vederea studierii relațiilor între constituția chimică structură și proprietăți, în prezenta lucrare se urmărește obținerea unei serii de poli (esteri-eteri) liniari cu structuri alternate, aromatic-alifatice, plecînd de la acidul propan 2,2 bis- (*p*-fenilenoxiacetic) și o gamă de dioli din seria alifatică și alifatic-aromatică.

Elementul constitutiv fundamental al seriei poate fi formulat astfel :



Variația mărimii și structurii diolului al cărui rest este reprezentat prin R, aduce posibilitatea de a schimba proprietățile polimerilor și ca urmare permite studiul relației constituție-structură-proprietăți.

Alegerea diolilor folosiți în aceste sinteze s-a făcut ținînd seama de unele constatări pe modele parțial analoage. Astfel s-au folosit dioli cu ambele grupe hidroxil primare separate prin lanțuri C-C neramificate (nr. 1, 5, 6, 9, 10 tab. 1.), cu o grupă hidroxil secundară (nr. 4, 7 tab. 1.), cu două grupe hidroxil secundare (nr. 8 tab. 1.), dioli alifatici avînd în lanț grupe eterice (nr. 2, 3 tab. 1.) sau avînd și grupe de separare aril în formație mai simplă (nr. 11 tab. 1.) sau mai complexă (nr. 12 tab. 1.).

Din studiile cunoscute asupra poliesterilor liniari s-au reținut pentru verificare în seria sintetizată în special următoarele concluzii :

Prezența grupelor aromatice legate în poziția pară duce la creșterea punctelor de topire și la apariția proprietăților de fibră [1] ; creșterea numărului de grupe aromatice pe unitatea fundamentală aduce de asemenea creșterea punctelor de topire ale poliesterilor [2] cu condiția ca în moleculele construite simetric grupa COOH să fie legată direct la nucleul aromatic. Separarea grupei COOH de nucleul aromatic prin gruparea metilen produce o simțitoare scădere a punctelor de topire ale polimerilor [2].

Introducerea unei grupări eterice în lanțul polimer duce la scăderea punctelor de topire. Aceasta s-a explicat prin mărirea flexibilității lanțului, datorită rotației mai ușoare a grupelor metilenice în jurul legăturii C-O-C, decît în jurul unei legături C-C [5]. După Bunn (loc cit.) energia de activare necesară pentru învingerea forțelor de interacțiune între atomii de hidrogen ce aparțin grupelor metilen vecine este de 3 000 cal/mol în timp ce rotația în jurul unei legături eterice nu necesită practic energie de activare [6].

Analizînd structura elementului constitutiv fundamental din modelul propus, prin prizma afirmațiilor [1—6] putem aprecia că polimerii din această serie sintetizată ar putea avea, la greutăți moleculare nu prea avansate, puncte de topire relativ joase.

Totuși, efectele de compensare aduse de diferitele elemente structurale, în seria cercetată, sînt dificil de apreciat aprioric.

1. PARTEA EXPERIMENTALĂ

1.1. **Substanțe utilizate :**

— Acidul propan 2,2 bis-(*p*-fenilenoxiacetic) sinteză proprie. PT = =171—172 °C și I. Ac. =310 mgKOH/gr.
— Etilen glicol — REANAL
— 1-2 propan diol — AUSTRANAL
— 1-3 propan diol — BDH
— 1-3 butan diol — BDH
— 2-3 butan diol — PF=184 °C
— 1-4 butan diol — SERVA
— 1-5 pentan diol — SERVA

— 1-6 hexan diol — PT = 42—43 °C
— 1-4 xililen diol — PT = 118—119 °C sinteză proprie
— 4-4′ di(hidroxietoxi difenil) propan — PT = 109—111 °C, indice de hidroxil = 355 mg KOH/gr sinteză proprie.
— dietilen glicol — BDH
— trietilen glicol — BDH

1.2. Aparatura și condiții de sinteză

Instalația și condițiile utilizate pentru sinteza acestor polimeri sînt indicate într-o lucrare anterioară. Condensarea primară s-a efectuat la 230 °C timp de 3 ore.

Urmărirea mersului reacției pentru condensarea primară s-a făcut prin măsurarea cantității de apă eliminată din sistem, în funcție de timp.

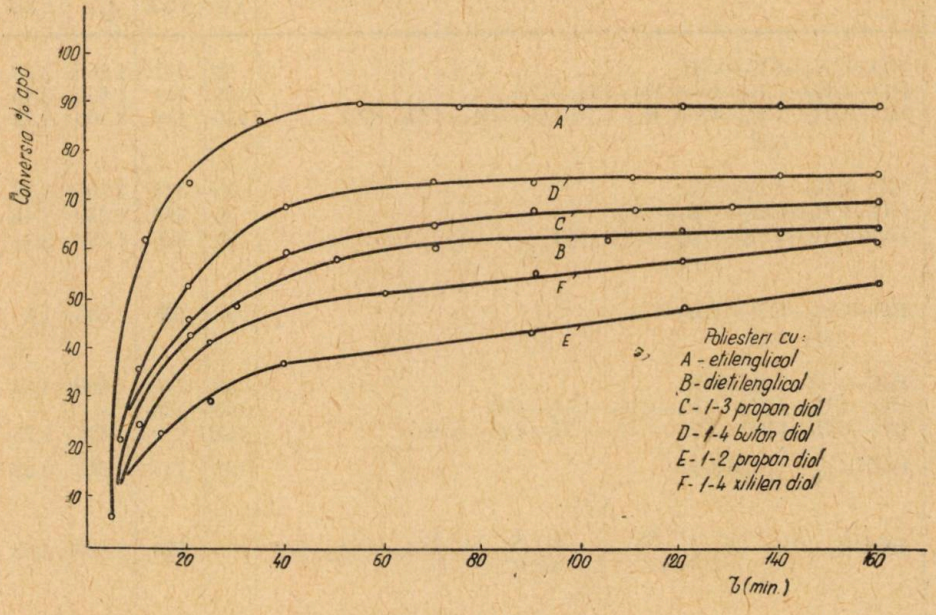


Fig. 1. Curbele de distilare a apei pentru condensarea primară.

Din figura 1 se constată că păstrînd aceleași condiții de reacție, conversia este diferită în funcție de tipul diolului utilizat.

Cea de a doua treaptă a reacției de policondensare — condensarea finală — s-a realizat în patru trepte de temperatură, ridicarea temperaturii făcîndu-se la intervale de 30 minute de la 230—280 °C.

Produsele obținute în aceste condiții au fost caracterizate în stare solidă și în soluție.

2. REZULTATE ŞI DISCUŢII

În condiţiile de lucru menţionate se obţin produse cu aspect răşinos, de culoare galben pînă la brun, cu greutăţi moleculare mici, oscilînd între 1 200 şi 2 800 (Mn).

Tabelul 1

Caracteristicile poli (ester-eterilor) obţinuţi din acid propan 2,2 bis-(*p*-fenilen-oxiacetic) şi diverşi glicoli.

Nr. crt.	Poliesteri din acid propan 2,2 bis-(*p*-fenilen oxiacetic) şi:	Greut mol. diol	Greut. mol. a elementului fundamental	Greut. mol. medie *)	Gradul de policondensare
1	$HO—CH_2—CH_2—OH$	62	372	1 260	3,38
2	$HO—CH_2—CH_2—O—CH_2—CH_2—OH$	106	414	1 430	3,45
3	$HO—CH_2—CH_2—O—CH_2—CH_2—O—CH_2—CH_2—OH$	150	458	2 160	4,72
4	$HO—CH_2—\underset{\displaystyle OH}{\underset{\vert}{CH}}—CH_3$	76	384	2 500	6,52
5	$HO—CH_2—CH_2—CH_2—OH$	76	384	1 330	3,46
6	$HO—CH_2—CH_2—CH_2—CH_2—OH$	88	396	1 390	3,51
7	$HO—CH_2—CH_2—\underset{\displaystyle OH}{\underset{\vert}{CH}}—CH_3$	88	396	645	1,6
8	$H_3C—\underset{\displaystyle OH}{\underset{\vert}{CH}}—\underset{\displaystyle OH}{\underset{\vert}{CH}}—CH_3$	88	396	1 600	4,05
9	$HO—CH_2—CH_2—CH_2—CH_2—CH_2—OH$	100	408	—	—
10	$HO—CH_2—CH_2—CH_2—CH_2—CH_2—CH_2—OH$	112	420	725	1,75
11	HOH_2C–C$_6$H$_4$–CH_2OH	138	446	1 515	3,39
12	$HOCH_2—CH_2—O$–C$_6$H$_4$–$\underset{\displaystyle CH_3}{\underset{\vert}{C}}(CH_3)$–C$_6H_4$–$O—CH_2—CH_2—OH$	316	624	2 800	4,48

* Greutatea moleculară a fost determinată prin metoda ebulioscopică diferenţială.

La efectuarea policondensării în condiţiile descrise se observă că gradul de policondensare al produselor obţinute este aproximativ egal, independent de substanţele iniţiale ale sintezei, fapt care confirmă observaţii făcute în alte serii [7].

Dependenţa însuşirilor fizice ale poli (ester-eterilor) de constituţia chimică a elementului fundamental se poate urmări din tabelul 2.

Tabelul 2

Dependența însușirilor fizice ale poli (ester-eterilor) de constituția chimică a elementului fundamental.

Nr. crt.	Poli (esteri-eteri) din acid propan 2,2-bis-(p-feni-lenoxiacetic) și	Nr. membrilor în lanț între grupele ester	Densitatea d=g/cm³ *)	Puncte de topire °C	Indice de aciditate mg/KOH/gr	Forma de prezentare	Formarea de fibră
1	Etilen glicol	2	1,313	92—94	1,54	Produs rășinos, dur, casant, brun închis	Formează fibră neetirabilă
2	Dietilen glicol	5	1,249	40—42	0,65	Prod. rășinos cu oarecare elasticit.	„
3	Trietilenglicol	8	—	prod. ceros	1,92	Prod. moale	nu
4	1-2 propan diol	2	—	81—83	4,84	Prod. rășinos, dur, casant	Formează fibră neetirabilă
5	1-3 propan diol	3	1,138	57—58	2,58	„	„
6	1-4 butan diol	4	—	69—70	13,76	„	„
7	1-3 butan diol	3	1,107	51—54	20,18	„	„
8	2-3 butan diol	2	1,171	82—85	2,52	„	„
9	1-5 pentan diol	5	—	prod. ceros	8,14	Prod. moale	nu
10	1-6 hexan diol	6	1,106	prod. ceros	1,70	„	„
11	1-4 xililen diol	6 ***)	1,270	98—100	8,81	Prod. rășinos, dur, casant, deschis la culoare	Formează fibră neetirabilă
12	4-4′ di (hidroxietoxi) difenil propan	15	1,304	108—110	0,34	„	„

* Densitatea s-a determinat cu metoda picnometrului la t=20 °C.
** Punctele de topire s-au determinat cu metoda capilarei.
*** Nucleul aromatic se numără 4 atomi de carbon [15].

În grupul poli (ester-eterilor) se observă o dependență analoagă a densităților produselor, de constituția chimică a elementului fundamental, ca și în cazul altor tipuri de poliesteri [8—9]. După cum se observă din tabelul 2 prezența grupelor metil laterale duce la scăderea grutății specifice (pozițiile 1, 8 și 5, 7). De asemenea distanțarea nucleelor aromatice produce scăderea greutății specifice (pozițiile 1, 5, 10). Totodată la același număr al membrilor în lanț, densitatea este mai mare pentru polimerul care conține în plus un ciclu aromatic (poziția 10, 11).

Evoluția temperaturilor de topire ale polimerilor, privită comparativ în seria poliesterilor sintetizați permite să se tragă unele concluzii în legătură cu mărimea forțelor de legătură între macromolecule și dependența acestor forțe de constituția verigilor elementare ale lanțului.

Din tabelul 2 se observă în primul rînd că în seria poli (ester-eterilor) sintetizați punctele de topire sînt în dependență de numărul termenilor între grupele ester, confirmînd astfel constatări efectuate în alte serii de poliesteri [10].

Odată cu creșterea numărului de grupe metilenice din componenta diolică punctele de topire scad (pozițiile 1, 5, 6, 9, 10 tab. 2). Se remarcă de asemenea efectul factorului de paritate care provoacă creșterea punctelor de topire (poziția 5, 6 tab. 2), deși numărul atomilor de carbon este mai mare la poli (ester-eterul) 6 decît la 5.

Introducerea legăturilor eterice în glicoli produce de asemenea o scădere a punctelor de topire, asemănătoare cu cea observată de Bock și Anderson [11] în cazul întroducerii acestor grupe în constituția acidului. Poli (ester-eterii) obținuți cu dietilen glicol și trietilen glicol (pozițiile 2 și 3 tab. 2) arată o vizibilă creștere a flexibilității lanțului, produsul devenind moale cu aspect de ceară.

Prezența unei grupe laterale metil aduce o scădere a punctelor de topire, dar se poate distinge în același timp efectul factorului de paritate (pozițiile 1, 4 respectiv 4, 8 și 5, 7 tab. 2), verificînd astfel o regulă subliniată în alte cazuri de Korșak și Vinogradova [12].

Introducerea în plus a nucleelor aromatice în molecula poli (ester-eterilor) prin intermediul glicolului, arată o creștere bruscă a punctelor de topire chiar la același număr de termeni între grupele ester (pozițiile 10, 11 tab. 2).

Influența tipului constructiv al macromoleculelor este observabilă și din comportarea vîscozimetrică a soluțiilor.

Pentru a avea condiții pe cît posibil comparabile, măsurătorile s-au făcut pe soluții de poli (ester-eteri) în cloroform, care este un solvent bun al întregii serii de polimeri sintetizați. Solubilitatea altor poliesteri în cloroform este cunoscută și explicată de Marwel [13] prin formarea unor punți de hidrogen între oxigenul carbonilic al grupei ester și atomul de hidrogen din cloroform.

Pentru cercetarea vîscozităților soluțiilor s-a determinat cifra de vîscozitate ($Z\eta$).

Tabelul 3

Cifrele de vîscozitate ale poli (ester-eterilor) $Z\eta \cdot 10^2$

Produsul	η rel. *)	$Z\eta = \frac{\eta \text{ rel.} - 1}{C} \cdot 10^2$ **)
1	1,052	5,2
2	1,155	15,5
3	1,160	16,0
4	1,023	2,3
5	1,056	5,6
6	1,076	7,6
7	1,013	1,3
8	1,037	3,7
9	1,152	15,2
10	1,182	18,2
11	1,314	31,4
12	1,166	16,6

* Vîscozităţile au fost determinate în soluţii de cloroform 1% la temperatura de 20 °C.

** C = concentraţia soluţiei în grame la 100 ml.

Din tabelul 3 se poate observa o creştere a vîscozităţii în grupul polimerilor cercetaţi în funcţie de mărimea elementului constitutiv.

Comportarea poli (ester-eterilor) faţă de solvenţi poate fi urmărită din tabelul 4 în care se determină solubilitatea cu ajutorul metodei titrării prin precipitare [15] folosind metanol în calitate de precipitant.

Tabelul 4

Solubilitatea poli (ester-eterilor) acidului propan 2,2 bis-(*p*-fenilenoxiatic)

Produsul	Numărul de ml CH_3OH necesar pentru precipitarea a 5 ml soluţie 1% de poli (ester-eter) în *			
	Cloroform	Ciclohexanonă	Tetrahidrofuran	Tricloretilenă
1	2,9	2,7	1,9	—
2	3,4	2,8	2,1	—
3	3,7	2,9	2,0	—
4	3,9	3,5	—	—
5	4,6	4,5	3,5	3,4
6	3,5	3,4	2,6	2,3
7	10,1	16,5	—	—
8	6,6	6,9	—	—
9	3,9	3,4	—	—
10	5,3	4,0	2,8	3,4
11	2,3	2,0	1,2	—
12	2,2	2,3	1,6	1,3

* Citirile s-au făcut la 20 °C.

Diferența în solubilitate la polimerii cu greutăți moleculare aproximativ egale este cauzată, ca și alte proprietăți, de constituția chimică a elementului constitutiv fundamental.

Se observă pentru majoritatea cazurilor efectul parității prin reducerea solubilității și efectul grupării laterale CH_3 care duce la creșterea solubilității.

CONCLUZII

Poli (ester-eterii) liniari cu structuri alternate alifatic-aromatice, obținuți din acidul propan 2,2 bis-(*p*-fenilenoxiacetic) și dioli alifatici și alifatic-aromatici în condițiile policondensării în topitură condusă în două trepte, permit să se facă observații în legătură cu relația între constituția chimică, structura elementului fundamental și proprietățile compușilor.

Influența numărului termenilor dintre grupele esterice, a efectului parității, a efectului grupelor laterale metil și a grupelor eterice din glicol asupra densității, punctelor de topire, solubilității și vîscozității polimerilor, se confirmă și în seria cercetată, cu toată complexitatea structurilor și a efectelor compensatoare.

În general se poate afirma că în seria sintetizată, la nivelul îndicilor cercetați, s-au găsit relații între structură și proprietăți analoage celor din grupul poliesterilor liniari simpli.

BIBLIOGRAFIE

1. Hill R. și Walker E. E., J. Polymer Sci. *3*, 609 (1948).
2. Izard E. F., J. Polymer Sci., *8*, 503 (1952).
3. Batzer H. și Lang H., Makromol. Chem. *16*, 1, 211 (1955).
4. Zavaglia E. A., Mosher W. A. și Billmayer F. W., Off. Digest Federat. Soc. Paint Technol., *37* Nr. 482, 229 (1965).
5. Bunn C. W., J. Polymer Sci., *16*, 323 (1955).
6. Korșak V. V. și Vinogradova S. V., Izv. A. N. S.S.S.R. OHN 1121 (1953); Boenig H. V., Unsaturated Polyesters, Elsevier Publishing Co. Amterdan 1964, p. 56.
7. Batzer H., Makromol. Chem., *5*, 5 (1950).
8. Watson R. W., Grall N. H., Can J. Res. *26 B*, 752 (1948).
9. Hill R., Chem., Ind. *36*, 1083 (1954).
10. Würstlin F. Z., Angew. Phys. *2*, 131 (1950).
11. Bock L. H., Anderson J. K., J. Polymer Sci. *17*, 533 (1955).
12. Korșak V. V., Vinogradova S. V., Vlasova E. S., Izv. A. N. S.S.S.R. O.H.N. 1089 (1954).
13. Marwel C. S., J. Amer. Soc. *62*, 2273 (1940).
14. Batzer H., Fritz G., Makromol. Chem., *14*, 179 (1954).
15. Batzer H., Weissenberger G., Makromol. Chem. *11*, 83 (1953).

ЛИНЕЙНЫЕ ПОЛИ (СЛОЖНО-ПРОСТЫЕ) ЭФФИРЫ

II. СИНТЕЗ НАСЫЩЕННЫХ ЛИНЕЙНЫХ ПОЛИ (СЛОЖНО-ПРОСТЫХ) ЭФФИРОВ ИЗ ПРОПАН 2,2 БИС (п-ФЕНИЛЕНОКСИУКСУСНОЙ) КИСЛОТЫ С АЛИФАТИЧЕСКИМИ И АРОМАТИЧЕСКИМИ ГЛИКОЛЯМИ.

(РЕЗЮМЕ)

Свойства линейных полимеров группы поли (сложно-простых) ефиров могут быть модифицированны в зависимости от структуры элементарного звена. Для изучения влияния химического состава и структуры полимеров на их свойства, в данной работе были получены ряд линейных поли (сложно-простых) эфиров, синтезированных из пропан 2,2 бис (п-фенилен оксиуксусной) кислоты и некоторых алифатических и алифатическо-ароматических гликолей различной величины и структуры. Из алифатического ряда были использованы линейные и разветвленные гликоли с 2—6 атомами углерода в молекуле. Из алифатическо-ароматического ряда были употреблены ксилиленгликоль и 4, 4-ди- (гидроксиэтокси) дифенил пропан.

LINEAR POLY ESTER-ETHERS OF ALTERNATE STRUCTURE

NOTE II. SYNTHESIS OF SATURATED LINEAR POLY ESTER-ETHERS FROM PROPANE-2,2-BIS-*p*-PHANYLENEOXYACETEIC ACID AND ALIPHATIC OR ALIPHATIC-AROMATIC DIOLS.

(SUMARY)

The linear polymers of alternate structure in this series of poly ester-ethers display great possibilities of variation of properties by changing the structure of the fundamental element. The present work is dedicated to obtaining a series of linear poly ester-ethers of alternate structure, derived from propane -2,2-bis-*p*-phenyleneoxyacetic acid and several aliphatic and aliphatic-aromatic diols of different structure and size, in order to study the relationships between chemical constitution, structure, and properties. Linear and branched aliphatic diols containing 2—6 carbon atoms in theeir molecule, were used as well as the aliphatic-aromatic diols : xylilene diol and 4,4′ -di-hydroxyethoxy diphenyl propane.

The experimental results lead to observations concerning the relationship between the structure of the fundamental element and the properties of the polymers.

POLI (ESTER-ETERI) LINIARI CU STRUCTURI ALTERNATE

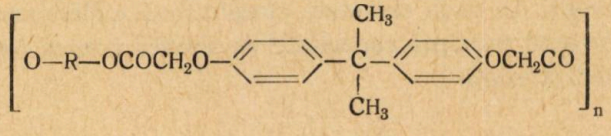
Nota III. Considerații asupra proprietăților fizico-mecanice ale poli (ester-eterilor) din acid propan 2,2 bis-(*p*-fenilenoxiacetic) și diverși dioli

DE

I. NANU, VIRGINIA BOBOESCU, ROZALIA RUS, GH. SIMON

Poli (ester-eterii) pe bază de acid propan 2,2 bis-(*p*-fenilenoxiacetic) și diverși dioli au fost obținuți prin policondensare în topitură la temperaturi înalte 230—290 °C conform metodei descrise anterior.

Din structura unității fundamentale



se observă că în catena polimerului există o îmbinare a unor elemente structurale foarte diferite : nuclee aromatice, punți esterice și eterice, precum și catene alifatice de lungimi și structuri diferite. Această combinație de caractere structurale poate aduce după sine proprietăți fizico-mecanice interesante [1].

Cunoștințele actuale nu permit prezicerea teoretică a tuturor aspectelor interacțiunii structură-proprietăți. Generalizările teoretice existente permit cel mult o prevedere destul de limitată a tendințelor de variație a proprietăților fizico-mecanice, cauzată de unele schimbări structurale. De aceea studiul proprietăților fizico-mecanice ale acestei noi clase de poliesteri prezintă interes.

PARTEA EXPERIMENTALĂ

Determinările s-au executat pe poli (esteri-eteri) ai căror obținere și caracterizare s-a făcut în lucrări anterioare. S-au evaluat proprietățile fizico-mecanice ale polimerilor ca atare precum și unele proprietăți mecanice și chimice ale peliculelor depuse pe suport.

S-au urmărit la polimeri ca atare solubilitățile în diverși solvenți și s-au determinat duritatea, rezistența la încovoiere statică și dinamică (șoc), curbele termomecanice ; iar dintre proprietățile peliculelor obținute prin aplicare din soluție s-a determinat rezistența la îndoire pe dorn și comportarea față de diferiți agenți chimici.

Curbele termomecanice și duritatea s-au determinat cu ajutorul consistometrului Höppler dispozitivul de măsură nr. II respectiv IV [2].

Rezistențele la încovoiere statică și dinamică s-au determinat cu aparatul Dynstat.

Peliculele de rășină aplicate pe tablă neagră și sticlă din soluție de ciclohexanonă : acetat de etil : benzen (10 : 10 : 80) au fost uscate la aer și apoi în etuvă la 40 °C cca 3 ore. Asupra acestor pelicule s-a efectuat proba de îndoire pe dorn și s-a apreciat rezistența la diverși agenți chimici prin imersia probelor în soluțiile respective. Evaluarea calitativă și cantitativă a peliculelor s-a făcut după o imersare de 6 respectiv 24 ore.

REZULTATE ȘI DISCUȚII

În tabelul 1 se redă compatibilitatea diferiților poli (esteri-eteri) cu o serie de solvenți. În seria cercetată cloroformul, ciclohexanona, dioxanul și tetrahidrofuranul prezintă capacitate de solvire pentru toți termenii seriei de poliesteri studiați.

Tabelul 1

Solubilitatea poliesterilor în diferiți solvenți

Nr. crt.	Poliesteri din acid propan 22'-bis-(p-fenilen oxiacetic) cu:	Acetonă	Ciclohexanonă	Acetat de etil	Alcool etilic	Bezen	White-spirt	CCl_4	$CHCl_3$	Dioxan	Tetrahidrofuran	Triclor etilenă
0	Etilen glicol *	—	+	g	—	—	—	—	+	+	+	g
1	Etilen glicol	—	+	g	—	—	—	—	+	+	+	g
2	Dietilen glicol	g	+	g	—	g	—	—	+	+	+	g
3	Trietilen glicol	g	+	g	—	g	—	—	+	+	+	g
4	Propan diol 1,2	+	+	+	—	+	g	g	+	+	+	+
5	Propan diol 1—3	+	+	+	—	+	g	g	+	+	+	+
6	Butan diol 1—4	+	+	+	—	+	g	g	+	+	+	+
7	Butan diol 1—3	+	+	—	—	+	g	g	+	+	+	+
8	Butan diol 2—3	+	+	—	—	+	—	—	+	+	+	+
9	Pentan diol 1—5	+	+	+	—	+	—	—	+	+	+	+
10	Hexan diol 1—6	+	+	+	—	+	—	—	+	+	+	+
11	Xililen glicol	—	+	—	—	—	—	—	+	+	+	g
12	44'-di-(hidroxi-etoxi) difenil propan											

* Raportul molar 1 : 1 ; — insolubil ; + solubil ; g — parțial solubil (gonflare)

Valorile durității, rezistenței la încovoiere statică și dinamică sînt reproduse în tabelul 2.

Tabelul 2

Proprietăți fizico-mecanice ale poliesterilor

Nr. crt.	Poliesteri din acid propan 22'-bis-(*p*-fenilen oxiacetic) cu :	Duritate kg/cm²	Incovoiere statică kg/cm²	Rezistență la șoc kg/cm²
1	Etilen glicol	2 328	31,2	1,12
2	Dietilen glicol	1 854	60,4	2,75
3	Trietilen glicol	383	266,6	0,13
4	Propan diol 1—2	—	—	—
5	Propan diol 1—3	1 020	29,0	0,82
6	Butan diol 1—4	—	—	—
7	Butan diol 1—3	1 034	132,2	0,20
8	Butan diol 2—3	1 973	18 5	0,1
9	Pentan diol 1—5	398	156,3	0,11
10	Hexan diol 1—6	21,5	curge	2,31
11	Xililen glicol *	3 048	52,6	0,93
12	44'-di (hidroxi-etoxi) difenil propan *	2 500	92,7	2,51

* Raport molar 1 : 1

Variația durității prezintă o scădere netă cu creșterea catenei alifatice a glicolului (poziția 1, 5, 9, 10) și o mărire în cazul utilizării glicolilor aromatici (poziția 11).

Introducerea unor punți eterice în glicol scade duritatea numai în cazul existenței a 2 legături eterice (poziția 1, 2, 3).

Rezistența le încovoiere statică și dinamică variază mai complex nepermițînd observarea unor legături directe în funcție de structura glicolului. Masele moleculare relativ mici ale poli (ester-eterilor) preparați prin policondensare în topitură nu permit tragerea unor concluzii definitive asupra acestor proprietăți ale poli (ester-eterilor).

Figura 1 prezintă curbele termomecanice ale poli (ester-eterilor) studiați.

Porțiunile de curbă la care încep valorile mari ale adîncimii de pătrundere, a căror abscise corespund cu punctul de înmuiere al rășinii urmează în general tendințele așteptate. Punctul de înmuiere scăzînd în seria etilen glicol, propan diol 1,3, pentan diol 1,5 și hexadiol 1,6. Influența unei grupe metil laterale în scăderea punctului de înmuiere se poate urmări în cazul comparării propan diol 1,3 cu butan diol 1,3. La butan diol 2,3 însă predomină influența distanței mai mici între grupele OH ale glicolului.

În seria etilen glicol, dietilen glicol, trietilen glicol se observă tendința general cunoscută de scădere a punctului de înmuiere cu creșterea numărului de verigi între grupele OH ale glicolului. Totuși neașteptată este comportarea trietilen glicolului (6 atomi de C plus 2 punți eterice), în comparație cu hexan diolul 1,6 (6 atomi de C). Se pare că efectul de interac-

țiune intercatenară este mai puternic decît efectul de flexibilizare (în cazul trietilen glicolului).

Influența introducerii nucleelor aromatice în glicol duce la o creștere a punctelor de înmuiere. xililen glicol și 4,4-di (hidroxietoxi) difenil propan, dar și în cazul acesta prezența grupelor eterice duce la o mărire neașteptată a punctului de înmuiere.

Observăm că prezența unor maxime mai mult sau mai puțin pronunțate înainte de curgerea propriu zisă se datorește probabil formei conice a dispozitivului de măsurare.

Proprietățile peliculelor obținute din poli (ester-eterii) studiați se redau în tabelele 3, 4, 5.

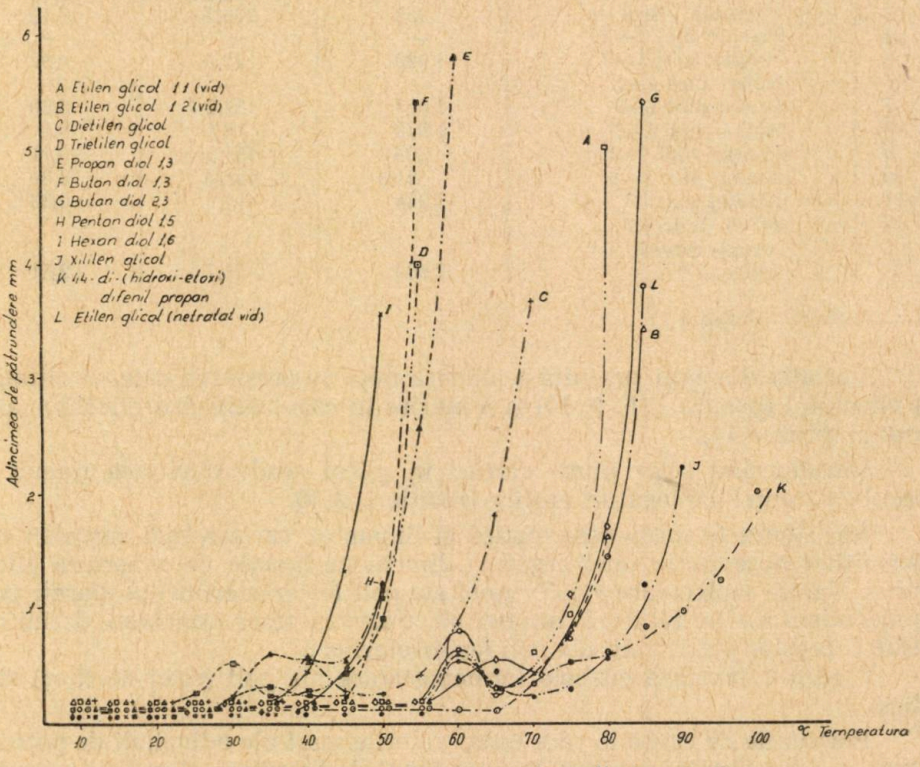


Fig. 1. Curbele termo-mecanice ale poliester-eterilor.

Tabelul 3

Probele de îndoire pe dorn

Poliesteri din propan 22 bis-(*p*-fenilen oxiacetic) și	Etilen glicol	1,3 propan diol	1,4 butan diol	1-3 butan diol	2,3 butan diol	Dietilen glicol	Xililen diol	44' di-(hidroxi etoxi) defenil propan
diametrul dornului mm	1	3	3	5	2	2	3	1

Tabelul 4

Rezistența peliculelor la agenți chimici

Poliesteri din acid propan 22-bis (*p*-fenilen oxiacetic) și	HCl n/10		HCl n		CH_3COOH 1%		Na Cl 5%		Na_2CO_3 5%		NăOH n/10		H_2O	
	6 h	24 h	6 h	24 h	6 h	24 h	6 h	24 h	6 h	24 h	6 h	24 h	6 h	24 h
Etilen glicol	+	−	+	−			+	×	+	+	+			
1,3 Propan diol	×	×	+	+	+	×	+	+	+	+	+	×	×	×
1,4 Butan diol	+		+	+			+	+	+	+		+		
1,3 Butan diol	+	×	+	+	−	−	+	+	+	+	×	+		
2,3 Butan diol	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	−	−		
Dietilen glicol	+	+					−	−			+	−		
Xililen glicol	+	+	+	+	×	+	+		+		+		×	×
4,4'di-(hidroxi-etoxi) difenil propan	+	+							−	−	−	−	×	×

+=rezistă ;
−=nu rezistă
×=devine opalescent

Tabelul 5

Variația greutății peliculei în soluție de alcool 5%

Poliesteri din propan 22-bis-(*p*-fenilen oxiacetic).	Etilen glicol	1,3 propan diol	1,4 butan diol	1,3 butan diol	2-3 butan diol	dietilen glicol	xililen glicol	44'-di (hidroxi etoxi difenil propan
g 6 h	−0,5	0	−0,4	−0,1	0	+0,4	+3,2	0
mg 24 h	−0,5	−1,2	−4,0	−0,3	0	+1,1	+5,2	+1,6

La proba de îndoire pe dorn (tabelul 3) rezultatele cele mai bune s-au obținut cu poliesterii pe bază de etilen glicol și 4,4' di(hidroxi etoxi) difenil propan. Este interesant că poliesterul pe bază de 1,3 butan diol a dat rezultatele cele mai slabe.

Din aprecierea rezistenței peliculelor la agenți chimici (tabelul 4) reiese influența pozitivă a prezenței grupelor aromatice în glicol, lucru care însă nu este confirmat de comportarea în soluție, de alcool (tabelul 5).

De observat că unii poliesteri din această serie au o bună aderență pe polietilenă care permite să se întrevadă eventuale utilizări în acest domeniu, calitativ cea mai bună aderență s-a observat la trietilenglicol.

CONCLUZII

Studiul proprietăților fizico-mecanice ale poli (ester-eterilor) din acid propan 2,2 bis-(*p*-fenilenoxiacetic) și diverși dioli a dat unele date în legătură cu variația proprietăților în funcție de structura diolului care în parte concordă cu generalizările teoretice. S-au evidențiat unele particularități în special în cazul poliesterilor pe bază de glicoli care conțin mai multe

grupe eterice. Valorile obţinute în special la rezistenţa la încovoiere dinamică şi statică nu reprezintă valorile limită ce se pot obţine în această serie datorită maselor moleculare relativ mici. Punctele de înmuiere relativ scăzute nu permit utilizarea lor ca materiale plastice dar aderenţa, elasticitatea şi rezistenţa chimică bună deschide eventual posibilitatea utilizării lor în domeniul peliculogenelor.

BIBLIOGRAFIE

1. Boenig H. V., Unsaturated Polyesters Elsevier, Publishing Co, Amsterdam 1964.
2. Korşak V. V., Vinogradova C. V., Gheterotepnîe poliefirî — izdatelstvo academii nauc SSSR, Moscova, 1958, p. 159, 160.

ЛИНЕЙНЫЕ ПОЛИ (СЛОЖНО-ПРОСТЫЕ) ЭФИРЫ

III. О ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВА ПОЛИ (СЛОЖНОПРОСТЫХ) ЭФИРОВ ИЗ ПРОПАН 2,2 БИС-П ФЕНИЛЕН ОКСИУКСУСНОЙ КИСЛОТЫ И РАЗЛИЧНЫХ ГЛИКОЛЕЙ.

(РЕЗЮМЕ)

Линейные поли (сложно-простые) ефиры, полученные поликонденсацией в расплаве пропан — 2,2 бис-п фенилен оксиуксусной кислоты с различными гликолями при температурах 230—290 °С, представляют собой полимеры, имеющие максимальный молекулярный вес (определенный дифференциальный эбуллиоскопическим методом) 2000.

В данной работе эти полимеры характеризуются с точки зрения механических и термо-механических свойств, растворимости, способности к образованию пленок, а также устойчивости пленок к различным химическим агентам.

LINEAR POLY (ESTER-ETHERS) OF ALTERNATE STRUCTURE

NOTE III. CONSIDERATIONS ON PHYSICAL MECHANICAL PROPERTIES OF POLY(ESTER-ETHERS) FORM PROPANE-2,2-BIS-(*p*-PHENYLENEOXYACETIC) ACID AND VARIOUS DIOLS.

(SUMARY)

Linear poly (ester-ethers) of alternate structure from propane-2,2-bis-(*p*-phenyleneoxyacetic) acid and diols, obtained in melt polycondensation in the temperature range 230—290°, are polymers with a molecuar weight not exceeding the average value $M_n = 2\,000$, as determined by differential ebuliometric method.

In the attempt to characterize these polymers, their thermalmechanical properties and mechanical properties, as well as their film forming capacity and the chemical resistance of these films are given.

POLI (ESTERI-ETERI) NESATURAȚI CU STRUCTURI ALTERNATE

DE

I. NANU și VIRGINIA BOBOESCU

Printre factorii ce influențează proprietățile poliesterilor nesaturați, un loc important îl deține tipul și cantitatea acidului saturat precum și tipul respectiv cantitatea diolului ce intră în compoziția lor.

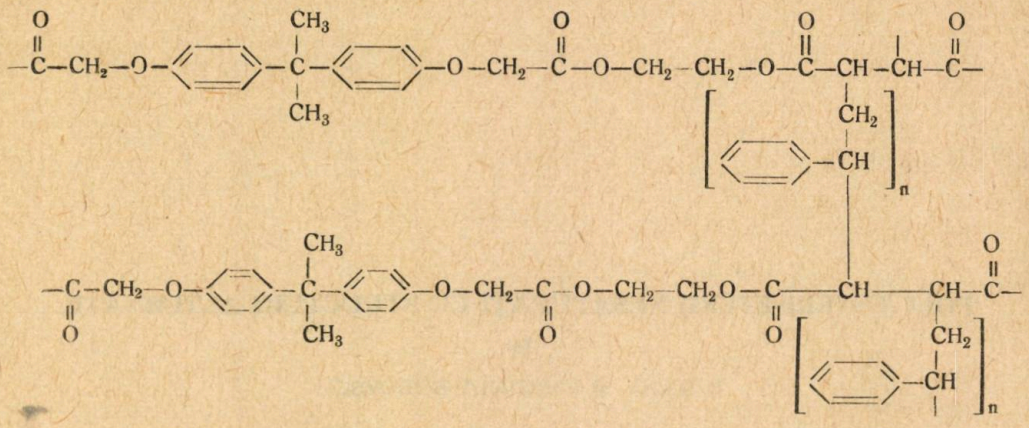
Distanțarea dublelor legături dintr-un poliester obținut din anhidridă maleică și un glicol cu ajutorul unui acid saturat reduce, după cum se știe, reactivitatea rășinii, reduce contracția la întărire și produce un fenomen de „plastifiere internă" a cărei intensitate este influențată de constituția chimică a acidului saturat.

Varietatea elementelor constitutive pe care le oferă acidul propan 2,2 bis-(*p*-fenilenoxiacetic) a condus la ideia înglobării lui într-un poliester nesaturat, pentru obținerea unor modele de poli(esteri-eteri) nesaturați cu structuri alternate, alifatic aromatice, în care elementul constitutiv fundamental îmbină efectul rigidifiant al nucleelor arilice cu efectul labilizant al lanțurilor alifatice. În acest mod reușind să se evite necesitatea unei plastifieri ulterioare care, este de multe ori necesară pentru poliesterii nesaturați obținuți din anhidridă maleică, anhidridă ftalică și 1,2 propan diol, plastifiere ce se realizează prin compoundare cu un poliester nesaturat care conține drept componentă saturată un acid alifatic cu catenă lungă [6].

Se impune de asemenea observația că în structura acestor rășini se repetă legătura eter-fenolică, găsită în elementul constitutiv al rășinilor epoxidice — fapt care ar putea conduce la apariția unor proprietăți adezive deosebite [2], [3].

În sinteza acestor modele de polimeri, s-a luat drept componentă nesaturată — anhidrida maleică, componentă alcoolică — etilen glicol respectiv 1-2 propan diol, iar ca agent de împînzire — stirenul.

Un fragment din compusul macromolecular împînzit se poate formula astfel :



Se observă ușor că prin interpunerea acidului saturat cu moleculă mare se distanțează mult punțile de legătură dintre lanțurile poliesterice. Deși capacitatea de polimerizare a rășinii poliesterice depinde mult de frecvența dublelor legături existente în molecula poliseterului, nu există pericolul ca printr-o „diluare" a acestora să scadă capacitatea de reacție atît de mult încît produsele să fie insuficient împînzite.

1. PARTEA EXPERIMENTALĂ

1.1. Materii prime

— acidul propan 2,2 bis-*p*-fenilenoxiacetic sinteză proprie PT = = 171—172° ; I.Ac. = 310 mgKOH/gr (notat în tabele Ac.D.D.) ;
— anhidridă maleică PT = 52,8 ; I.Ac. = 1 142 (notat în tabele A.M.) ;
— etilen glicol — REANAL ;
— 1-2 propan diol — AUSTRANAL ;
— stiren monomer ind. — proaspăt distilat P.F. = 145,2 ;
— peroxid de benzoil — p-a- ;
— dimetil anilină — redistiliată ;
— hidrochinonă.

1.2. Aparatură

Instalația pentru sinteza poliesterilor nesaturați a constat dintr-un balon cu trei gîturi de 200 ml, prevăzut cu refrigerent ascendent montat la un cot Dean Starck pentru scoaterea apei de reacție cu agitator, termometru și tub pentru intrarea gazului inert. S-a lucrat în atmosferă de azot în prealabil purificat de oxigen.

2. REZULTATE ȘI DISCUȚII

2.1. Obținerea rășinii poliesterice

Procesul de condensare a fost realizat fără catalizator deși unele date de literatură [4—5] indică folosirea acestora.

În toate recepturile utilizate s-a lucrat cu un exces de 5% diol cu scopul de a acoperi eventualele pierderi prin antrenarea cu vapori de apă.

Sintezele au fost realizate în două trepte de temperatură și anume 1 oră — la 160° și cca 2 ore la 180 °C. Durata menținerii la 180 °C este variabilă în funcție de viteza de scădere a indicilor de aciditate.

Procesul de condensare a fost oprit la un indice de aciditate în jur de 50 mgKOH/g. Din experiențele altor autori [6] se știe că valori mai mari ale indicilor de aciditate conduc la produse întărite care au proprietăți fizico-mecanice, chimice și electrice inferioare. Se menționează însă că nici valori prea mici ale indicilor de aciditate nu sînt de dorit, deoarece gruple COOH prezente în rășină pot creia forțe de interacțiune mai puternice, ceea ce conferă soluției o vîscozitate mai mare [7] și produsului întărit proprietăți superioare [8].

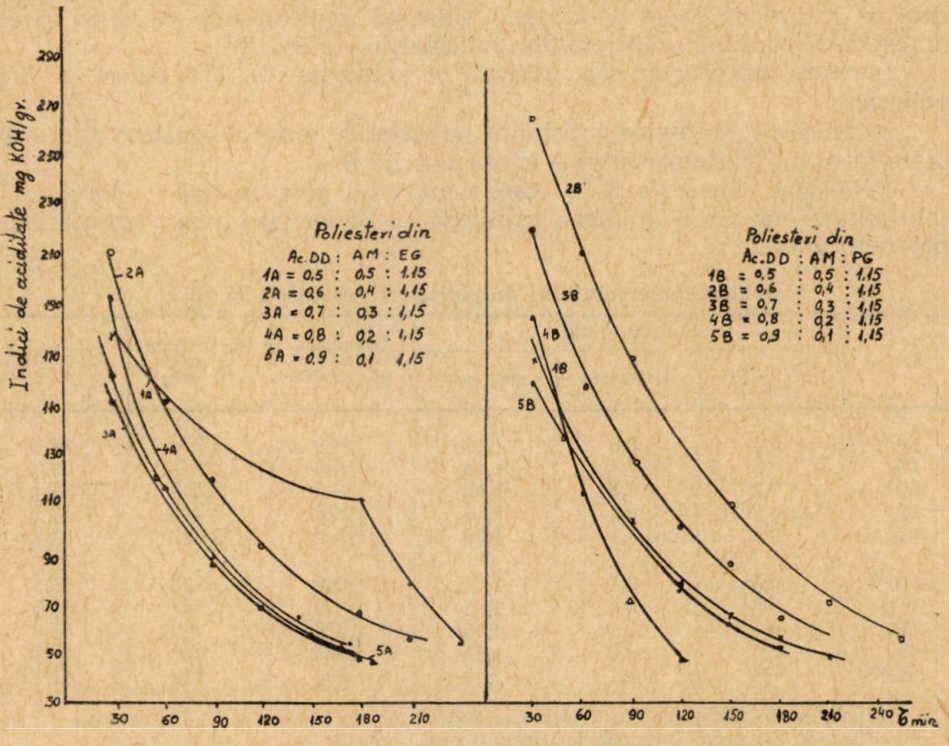


Fig. 1. Variația indicilor de aciditate în funcție de timp pentru poliesterii din seria A și seria B.

Recepturile de lucru în cele două serii sintetizate — seria A cu etilen glicol — seria B cu 1,2 propan diol, au realizat 5 trepte diferențiate prin proporția de acid propan 2,2 bis-(*p*-fenilenoxiacetic) utilizată.

Mersul procesului de condensare a fost urmărit prin evoluția indicilor de aciditate ai amestecului de reacție în timp.

Viteza de scădere a indicilor de aciditate este diferită în funcție de temperatura de lucru. Punctul de inflexiune de pe curba 1 A din fig. 1 marchează tocmai schimbarea vitezei procesului de condensare la schimbarea temperaturii.

La atingerea indicelui de aciditate dorit se oprește încălzirea și se stabilizează poliesterul cu 0,01% hidrochinonă.

2.2. Obținerea soluțiilor de poliester în monomer

Ca agent de împînzire s-a ales, pentru această serie de produse stirenul, monomer cunoscut pentru capacitatea de copolimerizare cu anhidrida maleică.

Adăugarea stirenului în policondensat s-a făcut după răcirea prealabilă a produsului de policondensare la cca 100°.

Conținutul ideal de monomer, este dictat în principiu de numărul de duble legături din poliester, dar practica deviază mult de la acesta, utilizînd în genere un exces de stiren. Utilizarea unui anumit exces de stiren nu este nefavorabilă proprietăților poliesterilor întăriți [9].

În toate recepturile s-a utilizat o proporție de 35 p stiren la 65 p poliester.

În procesul de solvire a rășinilor poliesterice se face simțită o diferență mare între solubilitatea seriei A și cea a seriei B.

Poliesterii din seria B, — care conțin 1,2 propan diol — prezintă o solubilitate mai mare în stiren explicată de Sauer [10] prin prezența grupei metil laterale.

Tabelul 1

Caracteristicile soluțiilor de poliesteri nesaturați în stiren

Proba	Poliesterul din			Densitatea la 20 °C gr/cm³ ***)	Viscozitatea la 20 °C cP. ****)	Conținutul în corp %
	Ac. D. D. mol	A. M. mol	diol mol			
1A*	0,5	0,5	1,15	1,169	3 773	74,6
2A	0,6	0,4	1,15	1,150	2 441	66,0
3A	0,7	0,3	1,15	—	3 705	65,4
4A	0,8	0,2	1,15	1,124	2 345	66,5
5A	0,4	0,1	1,15	1,109	2 027	63,1
1B**	0,5	0,5	1,15	1,069	773	55,1
2B	0,6	0,4	1,15	1,060	343	53,0
3B	0,7	0,3	1,15	1,075	469	55,0
4B	0,8	0,2	1,15	1,080	689	60,6
5B**	0,4	0,1	1,15	1,092	718	62,2

* Probele din seria A conțin etilen glicol.
** Probele din seria B conțin 1,2 propan diol.
*** Densitatea determinată cu balanța Mohr-Westphal.
**** Vîscozitățile determinate cu Reovîscozimetrul Höppler.

2.3. Reticularea

Reacția de întărire prin reticulare s-a realizat în sistem redox cu ajutorul cuplului peroxid de benzoil-dimetil anilină 2 : 1. Proporția de peroxid de benzoil calculată față de soluție a fost 2%.

Procesul de întărire s-a reprezentat grafic prin dependența temperaturii probei în funcție de timp, în forma curbelor de exotermicitate. Determinările s-au efectuat cu o variantă a metodei S.P.I. [6, p. 559.]

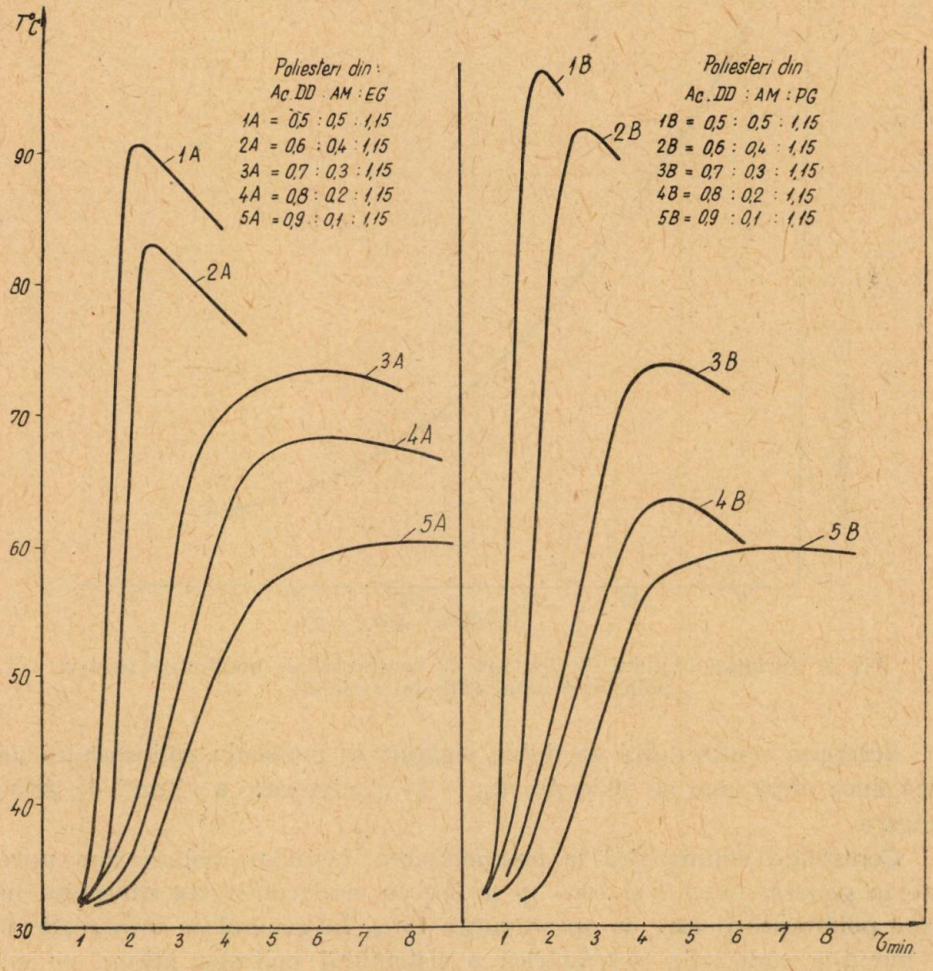


Fig. 2. Curbele de exotermicitate pentru poliesterii din seria A și seria B.

Scăderea reactivității rășinii, odată cu scăderea conținutului de anhidridă maleică, se poate observa din alura curbelor din fig. 2. Concomitent cu scăderea maximului de exotermicitate se constată și o mărire a duratei de atingere a temperaturii maxime.

Aprecierea vitezei de gelefiere a soluțiilor de poliester în stiren, tot ca măsură a reactivității sistemului supus întăririi (gel-time) s-a realizat conform indicațiilor date de Hagen [6 p. 89] prin măsurarea timpului din momentul cînd toți ingredienții au fost amestecați, pînă în momentul cînd apare gelatinizarea.

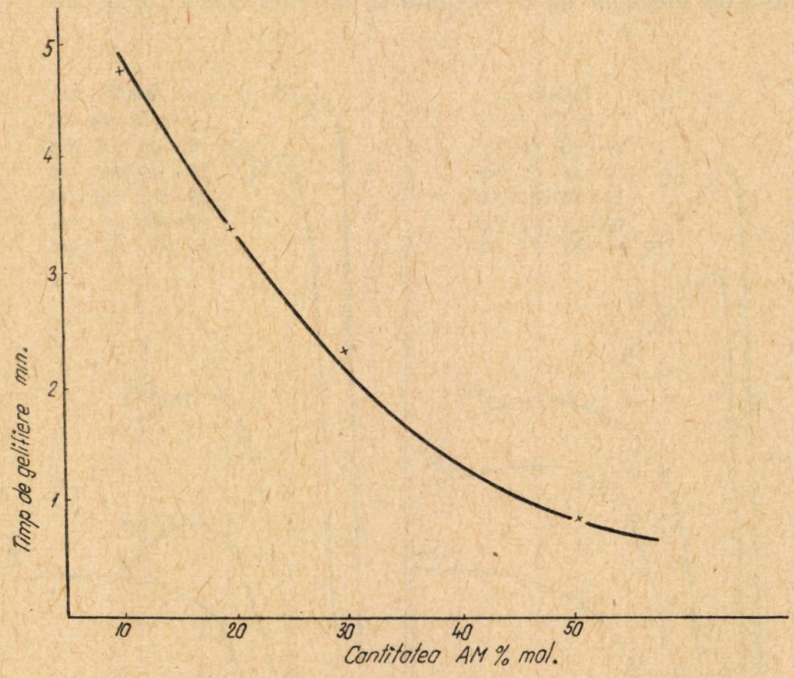


Fig. 3. Variația timpului de gelifiere cu conținutul de nesaturare pentru poliesterii nesaturați din seria B.

Scăderea conținutului de duble legături în molecula poliesterului de bază duce după cum se vede din fig. 3 la o micșorare a vitezei de gelatinizare.

Contracția volumetrică la polimerizarea rășinilor poliesterice pure este în general între 7 și 10% [6 p. 36] pe cînd contracția stirenului în urma polimerizării este de aproximativ 16%. În general se urmărește să se mențină contracția volumetrică a sistemului poliester stiren, pe cît posibil mai scăzută, deoarece în acest mod se evită formarea tensiunilor interne, se poate face prelucrarea cu mai multă precizie și se ameliorează mult stabilitatea la apă a materialelor întărite.

Calculul contracției volumetrice A în % s-a făcut după formula indicată de Sedov [8].

$$A = \frac{d_1 - d_0}{d_1} \cdot 100$$

în care : d_1 = densitatea soluției inițiale care conține adausurile de întărire g/cm^2.
d_2 = densitatea copolimerului g/cm^3.

Tabelul 2

Contracția volumetrică la copolimerizare

Proba	1 A	2 A	3 A	4 A	5 A	1 B	2 B	3 B	4 B	5 B
Contracția volumetrică %	6,8	7,6	—	7,4	7,0	10,8	10,7	10,0	8,4	9,0

Se poate observa din tabelul 2 că pentru polimerii studiați contracția volumetrică a sistemelor A și B este apropiată chiar de valorile limite cunoscute pentru contracția volumetrică a rășinilor poliesterice fără monomer. Valorile contracției volumetrice pentru probele 1-A și 4-B ies puțin din regula generală de scădere a contracției odată cu scăderea conținutului de anhidridă maleică probabil datorită conținutului de solide care este mult diferit de a celorlalte probe (vezi tabelul 1).

CONCLUZII

Poli(esteri-eteri) nesaturați sintetizați cu ajutorul acidului propan 2,2 bis-(*p*-fenilenoxiacetic), anhidridă maleică și etilen glicol respectiv 1,2 propan diol constituie modele de poliesteri nesaturați în a căror element constitutiv fundamental se regăsește gruparea eter-fenolică specifică pentru rășinile epoxidice.

La un element constitutiv fundamental de dimensiuni apreciabil mărite prin participarea acidului propan 2,2 bis-(*p*-fenilenoxiacetic) este de remarcat faptul că se mai observă efectul grupei metil laterale din 1,2 propan diol prin mărirea solubilității în stiren a probelor din seria B față de cele din seria A.

În seriile sintetizate se observă scăderea reactivității apreciată prin temperatură maximă și timp de gelifiere odată cu creșterea conținutului de acid saturat din compoziția poliesterului.

La un conținut de numai 10% molare anhidridă maleică se obțin încă produse rășinoase, dure deși la acest conținut și chiar la unul mult mai mic, în cazul utilizării unui acid saturat cu o lungime echivalentă de catenă liniară, ar fi apărut proprietăți de elastomer.

BIBLIOGRAFIE

1. Am. P. 2 340 109 General Electric 1944.
2. Am. P. 2 634 251 Atlas Powder 1949.
3. Am. P. 2 662 069 Atlas Powder 1950.
4. DAS 1 039 748 Bayer 1953.
5. F. P. 1 102 786 Bayer 1955.
6. Hagen H., *Glasfaservestärkte Kunststoffe*, Springer Verlag, Berlin 1961, p. 22.
7. Boenig H. V., *Unsaturated polyesters*, Elsevier Publishing Co., Amsterdam 1964, p. 75.
8. Sedov A. L., Li P. E. Plsticeschie masî *9*, 11 (1964).
9. Hamann K., Angew. chem. *71*, 596 (1959).
10. Sauer H., Kunststoffe *48* vol. 5, 205 (1958).

НЕНАСЫЩЕННЫЕ ПОЛИ (СЛОЖНО-ПРОСТЫЕ) ЭФИРЫ.

(РЕЗЮМЕ)

Среди факторов, влияющих на свойства ненасыщенных полиэфиров, важную роль играют тип и количество насыщенной кислоты.

В данной работе изучено получение некоторых моделей ненасыщенных поли (сложно-простых) эфиров, синтезированных из пропин-2,2 бис (п-фениленоксиуксусной) кислоты, малеинового ангидрина и этиленгликоля, а также соответствующих полимеров с 1,2 пропандиолом.

Полученные экспериментыльные данные показывают влияни химической структуры насыщенной кислоты, гликоля и степени ненасыщенности на реактивность смолы и её физико-механически свойства.

UNSATURATED POLY (ESTER-ETHERS) OF ALTERNATE STRUCTURE

(SUMARY)

The nature and the amount of the saturated diacid used in the formulation of unsaturated polyesters are important factors influencing the propperties of these resins.

The present work aime to obtain several models of unsaturated poly ester-ethers derived of propane-2,2-bis(*p*-phenyleneoxyacetic) acid, maleic anhydride and ethylene glycol, respectively propylene glycol.

The experimental data permit to assert several conclusions concerning the influence of the chemical structure of the saturated acid, of the diol and of the degree of unsaturation on the reactivity of the resins and on some physical-mechanical properties.

DOZAREA SPECTROFOTOMETRICĂ A FIERULUI DIN VINURI CU AJUTORUL ACIDULUI NALIDIXIC (NEGRAM)

DE

N. MURGU

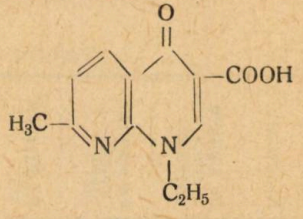
Alături de alți cationi (K, Na, Ca, Cu, Al, Zn, Mn, As, Pb), fierul este totdeauna frecvent atît în vinurile roșii cît și în cele albe. Prezența sa în vinuri în anumite concentrații influențează în sens negativ sau pozitiv calitatea vinului.

Fierul se găsește în diversele vinuri sub formă de săruri simple sau complexi ai acizilor organici, legat ca fier bivalent sau trivalent, în funcție de o serie de factori. De exemplu un vin alb ținut la adăpost de aer un timp mai îndelungat la o anumită temperatură, chiar dacă a suferit în trecut oxidări, nu dă reacțiile caracteristice fierului trivalent. Dimpotrivă, acest vin în urma unui contact cu aerul, face ca fierul trivalent să fie pus în evidență fără însă a avea loc o oxidare totală a fierului bivalent în fier trivalent [1].

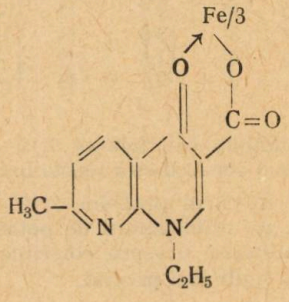
Dat fiind faptul că fierul influențează calitatea vinului, este necesară dozarea acestuia ca fier total. Prin fier total se înțelege fierul sub formă de Fe^{2+} și de Fe^{3+} care se găsește în vinuri.

Metodele de dozare a fierului indicate în literatură sînt : metoda colorimertică cu tiocianat și metoda colorimetrică titrimetrică. Cele mai bune rezultate sînt date de metoda colorimetrică ce utilizează drept reactiv sulfocianura de potasiu.

Scopul lucrării de față este de a utiliza un nou reactiv pentru determinarea fierului din vinuri și anume acidul nalidixic, care are următoarea structură chimică : *N*-etil-7 metil-naftiridonic acid [2].



Acidul *N*-etil-7 metil naftiridonic formează cu Fe (III) un complex cu ciclu de șase atomi :



de culoare galbenă. Sensibilitatea reacției este de 0,45 μg Fe/ml fapt ce creiază posibilitatea ca acest reactiv să poată fi utilizat la dozarea Fe (III) dintr-o serie de substanțe. Astfel această reacție a fost utilizată pentru determinarea spectrofotometrică a Fe (III) în prezența elementelor ce-l însoțesc mai frecvent în diverse aliaje feroase sau neferoase [3].

De asemenea reactivul se poate utiliza cu succes la dozarea Fe (III) din sînge.

REACTIVI ȘI MODUL DE LUCRU

Reactivi

Se utilizează o soluție de 0,1% sare de sodiu a acidului nalidixic în apă precum și o soluție de clorură ferică ce are concentrația de 109,7 μg Fe (III)/ml pentru stabilirea curbei etalon.

Modul de lucru

Se pipetează în capsule de porțelan probe de cîte 20 ml vin, se evaporă pe baie de apă, apoi pe baie de nisip pînă la uscare; se încălzește mai puternic iar apoi se calcinează. Cenușa rezultată se tratează cu cîteva picături de acid clorhidric concentrat, se adaugă cca 10 ml apă distilată și se încălzește pe baie de apă. Soluția rezultată se filtrează în baloane cotate de 25 ml și se aduce la *p*H=3—5, după care se completează baloanele la semn.

Din soluțiile astfel obținute se pipetează în baloane cotate de 10 ml uscate, cîte 5 ml, peste care se adaugă 5 ml soluție 0,1% sarea de sodiu a acidului nalidixic. Drept probă martor se utilizează apă distilată.

Determinările se efectuează la lungimea de undă de 410 mμ utilizîndu-se un spectrofotometru Zeiss Jena tip V.S.U.1.

În tabelele 1, 2, 3, sînt date rezultatele a 3 grupe de probe din 5 sorturi de vinuri, comparate cu cele obținute, utilizînd metoda cu sulfocianura de potasiu, conform STAS 6185/60.

Tabelul 1

Nr. probei	Fe mg/litru metoda acid nalidixic	Fe mg/litru metoda KSCN	Fe diferență mg
1	13,4	14	−0,6
2	10,0	11	−1,0
3	13,9	14	−0,1
4	11,5	13	−1,5
5	10,0	11	−1

Tabelul 2

Nr. probei	Fe mg/litru metoda acid nalidixic	Fe mg/litru metoda KSCN	Fe diferență mg
1′	13,6	14	−0,4
2′	9 7	11	−1,3
3′	13,9	14	−0,1
4′	11,5	13	−1,5
5′	9,7	11	−1,3

Tabelul 3

Nr. probei	Fe mg/litru mdtodă acid nalidixic	Fe mg/litru metodă KSCN	Fe diferență mg
1″	13,5	14	−0,5
2″	9,7	11	−1,3
3″	13,9	14	−0,1
4″	11,3	13	−1,7
5″	9,7	11	−1,3

Din examinarea rezultatelor din tabelul 1, 2, 3 se constată că în cazul probei 1, 1′, 1″ și 3, 3′, 3″ se obține o concordanță foarte bună.

Diferențele observate în cazul probelor 2, 2′, 2″, 4, 4′, 4″, și 5, 5′, 5″ se pot atribui faptului că metoda cu sulfocianură de potasiu aplicată conform stasului este o metodă subiectivă ce utilizează o scară colorimetrică, în timp ce metoda ce utilizează acidul nalidixic este mult mai precisă.

CONCUZII

Se utilizează sarea de sodiu a acidului nalidixic drept reactiv pentru determinarea spectrofotometrică a fierului din vinuri.

Rezultatele obținute sînt precise, iar metoda de lucru este rapidă.

BIBLIOGRAFIE

1. J. Ribereau-Gayon, Traité d'oncologie composition, transformations et traitements des vins — 1961.
2. Chemische Drugg, 4377, 22 (1964).
3. I. Dick și N. Murgu, Revista de Chimie 16, 516 — 1965.

ДОЗИРОВКА ЖЕЛЕЗА В ВИНЕ СПЕКТРОФОТОМЕТРИЧЕСКИМ МЕТОДОМ ПРИ ПОМОЩИ НАЛИДИКСИНОВОЙ КИСЛОТЫ (НЕГРЕМ)

(РЕЗЮМЕ)

В работе дан метод дозировки железа в вине. Для определения железа в вине спектрофотометрическим методом используется натриевая соль налидиксиновой кислоты.

Полученные результаты являются точными, а метод дозировки быстрым.

SPEKTROPHOTOMETRISCHE BESTIMMUNG DES EISENGEHALTES VON WEINEN MIT HILFE DER NALIDIXINSÄURE

(ZUSAMMENFASSUNG)

Die Arbeit beschreibt eine Methode zur Bestimmung des Eisengehaltes von Weinen. Als Reagenz zur photometrischen Bestimmung des in Weinen enthaltenen Eisens, wird das Natriumsalz der Nalidixinsäure verwendet.

Die erhaltenen Ergebnisse sind genau und die Arbeitsmethode ermöglicht rasche Bestimmungen.

INFLUENȚA NEETANȘEITĂȚII SUPAPELOR ASUPRA DEBITULUI COMPRESOARELOR CU PISTON

DE

V. BARBU și D. IORGA

1. INTRODUCERE

Definirea coeficientului de etanșeitate ca raport al debitului refulat de compresor și al celui aspirat (măsurate în aceleași condiții de presiune și de temperatură) nu reflectă decît influența scăpărilor de gaz prin neetanșeitățile exterioare. Scăpările de gaz prin neetanșeitățile supapelor sînt recirculate de compresor, făcînd parte de aceea din categoria pierderilor interioare ale compresorului ; ele nu pot fi puse în evidență prin compararea debitului refulat cu cel aspirat, deoarece atît unul cît și celălalt sînt micșorate în aceeași măsură.

Pe de altă parte, compararea debitului efectiv refulat de compresor cu cel rezultat pe cale de calcul — cu considerarea influenței spațiului mort și a căderilor de presiune (pe baza diagramei indicate) — nu poate conduce decît la un coeficient de corecție global, însumînd influența reunită a tuturor neetanșeităților (atît interioare cît și exterioare) și a încălzirii gazului la aspirație. Separarea acestor pierderi este practic imposibilă.

Studii sistematice în această privință nu sînt încă efectuate. În particular, influența neetanșeității supapelor asupra debitului compresoarelor nu este stăpînită în măsură suficientă.

Metodele folosite în practică sau cele recomandate de literatura de specialitate (v. [2], p. 207, de exemplu) pentru controlul supapelor la etanșeitate nu sînt întru totul satisfăcătoare deoarece nu dovedesc buna comportare a supapelor în timpul funcționării și nu stabilesc nici un indice cantitativ al acestei comportări.

În lucrarea de față autorii își propun să contribuie la rezolvarea acestei probleme, atît în privința separării pierderilor de debit aferente neetanșeității supapelor cît și în privința metodicii de control.

2. RELAȚII DE CALCUL

Din examinarea diagramelor indicate corespunzătoare unor supape neetanșe, în comparație cu diagrama normală a compresorului (v. fig. 1), rezultă că neetanșeitățile supapelor își fac resimțită influența lor negativă

numai în timpul procesului de compresiune și de refulare — pentru supapa de aspirație și, respectiv, numai în timpul procesului de destindere și de aspirație — pentru cea de refulare. Cunoscînd relațiile de variație a debitului scăpărilor de gaz ($\dot{m}_s$) prin supapele închise, în funcție de diferența

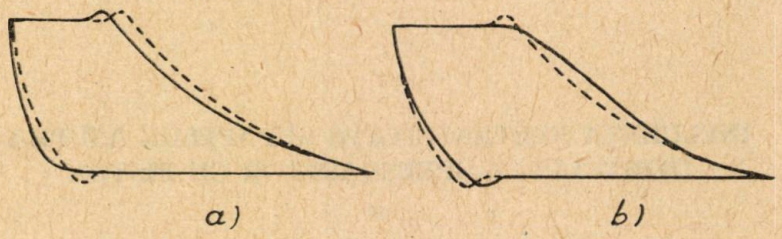


Fig. 1. Modificarea diagramei indicate normale (linie întreruptă) sub influența neetanșeității supapelor de aspirație (*a*), respectiv de refulare (*b*).

de presiuni (Δp) pe cele două fețe, factorul de reducere a debitului (λ_e) sub influența neetanșeității supapelor se va putea determina, în consecință, prin integrarea acestor relații de-a lungul procesului de compresiune și de refulare — pentru supapa de aspirație și, respectiv, de-a lungul procesului de destindere și de aspirație — pentru supapa de refulare.

Variația debitului scăpărilor de gaz $\dot{m}_s$ în funcție de diferența de presiuni Δp se stabilește experimental prin încercarea supapei pe un stand special, obținîndu-se curbe de forma celei reprezentate în fig. 2 (v. și fig. 10); între Δp și $\dot{m}_s$ se poate admite deci o relație de forma

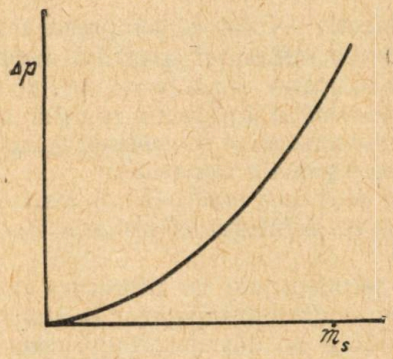


Fig. 2. Variația debitului scăpărilor de gaz prin supapă în funcție de diferența de presiuni.

$$\Delta p = \zeta \dot{m}_s^2 \qquad [\mathrm{N/m^2}] \qquad (1)$$

unde ζ este un coeficient de pierderi caracteristic supapei respective.

Cu considerarea relațiilor evidente

$$\dot{m}_s = \frac{dm_s}{d\tau} \qquad [\mathrm{kg/s}] \qquad (2)$$

și

$$\omega = \frac{d\alpha}{d\tau} \qquad [\mathrm{s^{-1}}] \qquad (3)$$

unde τ reprezită timpul, α unghiul manivelei motoare și ω viteza unghiulară a acesteia, integrarea relației (1) de-a lungul proceselor de lucru amintite ale compresorului conduce la expresii de forma

$$\Delta m_s = \int_{\tau_1}^{\tau_2} \dot{m}_s d\tau = \int_{\tau_1}^{\tau_2} \sqrt{\Delta p/\zeta}\, d\tau = \frac{1}{\omega} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \sqrt{\Delta p/\zeta}\, d\alpha \qquad [\mathrm{kg/rot}]. \qquad (4)$$

Cu aceasta, factorul de reducere a debitului urmează să se calculeze pe baza relației evidente

$$\lambda_e = 1 - \frac{\sum \Delta m_s}{m_{rot}} \tag{5}$$

unde $\sum \Delta m_s$ [kg/rot] se referă la toate supapele aferente treptei considerate iar m_{rot} reprezintă debitul normal al compresorului, în kg/rot.

Folosirea relației (4) exprimată în funcție de τ este indicată, în special, atunci cînd se dispune de înregistrarea unei diagrame presiune, timp — $p(\tau)$ — a compresorului. Expresiile de calcul sînt în acest caz

$$\Delta m_{s\cdot a} = \int_{\tau_1}^{\tau_2} \sqrt{\frac{p(\tau) - p_a}{\zeta}}\, d\tau \tag{6}$$

pentru supapa de aspirație și

$$\Delta m_{s\cdot r} = \int_{\tau_1}^{\tau_2} \sqrt{\frac{p_r - p(\tau)}{\zeta}}\, d\tau \tag{7}$$

pentru supapa de refulare ; p_a și p_r reprezintă presiunile din conductele de aspirație și, respectiv, de refulare iar limitele τ_1 și τ_2 corespund începutului compresiunii și sfîrșitului refulării — pentru supapa de aspirație și, respectiv, începutului destinderii și sfîrșitului aspirației — pentru supapa de refulare.

Efectuarea integralelor (6) și (7) se realizează pe cale grafică și nu prezintă dificultăți nici pentru $\overline{\zeta}$ constant (luat ca valoare medie din încercarea supapei pe stand), nici pentru ζ variabil (corespunzător diferenței de presiuni momentane).

Cînd nu se dispune de diagrama presiune-timp și pentru studiul influenței diferiților factori, este indicată folosirea relației (4) exprimată în funcție de α.

Expresiile de calcul devin

$$\Delta m_{s\cdot a} = \frac{1}{\omega} \int_0^{\alpha_c} \sqrt{\frac{p(\alpha) - p_a}{\zeta}}\, d\alpha + \frac{\alpha_r}{\omega} \sqrt{\frac{p'_r - p_a}{\zeta_1}} \tag{8}$$

și respectiv

$$\Delta m_{s\cdot r} = \frac{1}{\omega} \int_{\pi}^{\pi + \alpha_d} \sqrt{\frac{p_r - p(\alpha)}{\zeta}}\, d\alpha + \frac{\alpha_a}{\omega} \sqrt{\frac{p_r - p'_a}{\zeta_2}} \tag{9}$$

unde α_c, $\alpha_r = \pi - \alpha_c$, α_d și $\alpha_a = \pi - \alpha_d$ reprezintă unghiurile de desfășurare ale proceselor de compresiune, de refulare, de destindere și, respectiv, de aspirație, p'_r și p'_a sînt presiunile din spațiul de lucru al compresorului în timpul procesului de refulare și respectiv de asipрație iar ζ_1 și ζ_2 mărimile ζ determinate din încercarea supapelor pe stand pentru diferențele de presiuni $\Delta p_1 = p'_r - p_a$ și, respectiv $\Delta p_2 = p_r - p'_a$.

Cu considerarea relațiilor cunoscute din teoria mașinilor compresoare [1, 3, 4].

$$p'_r=(1+\delta_r)\,p_r\cong \text{const} \tag{10}$$

$$p'_a=(1-\delta_a)\,p_a\cong \text{const} \tag{11}$$

$$V=V_M+xA_p=\left(\varepsilon+\frac{x}{2R}\right)V_c \tag{12}$$

$$pV^{n_1}=p'_a(V_c+V_M)^{n_1}=p'_a(1+\varepsilon)^{n_1}V_c^{n_1} \tag{13}$$

pentru procesul de compresiune și

$$pV^{n_2}=p'_rV_M^{n_2}=p'_r(\varepsilon V_c)^{n_2} \tag{14}$$

pentru cel de destindere, expresiile (8) și (9) devin

$$\Delta m_{s.a}=\frac{\sqrt{p_a}}{\omega}\left\{\int_0^{\alpha_c}\sqrt{\left[\left(\frac{1+\varepsilon}{\varepsilon+\frac{1}{2}\frac{x}{R}}\right)^{n_1}(1-\delta_a)-1\right]/\zeta}\,d\alpha+\alpha_r\sqrt{\frac{(1+\delta_r)\,\sigma-1}{\zeta_1}}\right\} \tag{15}$$

și

$$\Delta m_{s.r}=\frac{\sqrt{p_r}}{\omega}\left\{\int_{\alpha}^{\pi+\alpha_d}\sqrt{\left[1-\frac{1+\delta_r}{\left(1+\frac{1}{2\varepsilon}\frac{x}{R}\right)^{n_2}}\right]/\zeta}\,d\alpha+\alpha_a\sqrt{\frac{1-(1-\delta_a)/\sigma}{\zeta_2}}\right\} \tag{16}$$

În plus față de notațiile introduse anterior, s-a notat aici cu :

δ_r, δ_a — căderile relative de presiune la refulare și, respectiv la aspirație ;
V_M — spațiul mort al compresorului, în m^3 ;
V_c — cilindreea compresorului, în m^3 ;
A_p — aria pistonului, în m^2 ;
$\varepsilon=V_M/V_c$ — spațiul mort relativ ;
n_1, n_2 — exponentul politropic de compresiune și, respectiv, de destindere ;
R — raza manivelei motoare, în m ;
x — distanța dintre piston și poziția acestuia corespunzătoare spațiului mort, în m ;
$\sigma=p_r/p_a$ — raportul de comprimare.

Rezolvarea integralelor definite prin relațiile (15) și (16) este posibilă numai pe cale grafică, prin înlocuirea numerică a tuturor mărimilor din componența acestor relații.

De observat că singurele mărimi care depind de unghiul α sînt $\frac{x}{R}$ și ζ ; restul mărimilor sînt constante.

În privința mărimii $\frac{x}{R}$, cu notațiile din fig. 3, aceasta se calculează pe baza relației cunoscute

$$\frac{x}{R} \cong 1 \pm \frac{1}{\lambda} \pm \left(\cos\alpha - \frac{1}{\lambda}\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\alpha}\right) \cong 1 \pm \cos\alpha \pm \frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha \qquad (17)$$

unde semnul — corespunde spațiilor de lucru dispuse de partea arborelui iar semnul + de partea opusă ; de menționat că $\frac{x}{R}$ se găsește tabelat în funcție de α și raportul $\lambda = R/L$ (vezi, de exemplu [1], p. 266).

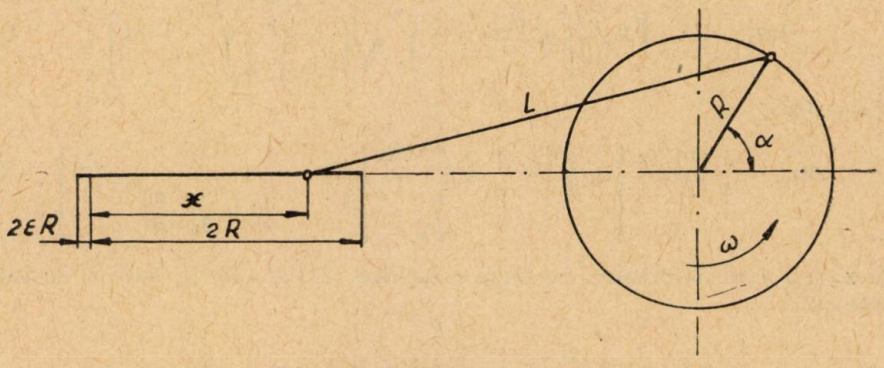


Fig. 3. Schema mișcării mecanismului motor.

Mărimea ζ se determină din încercarea supapei pe stand pentru diferența de presiuni calculată pe baza relației

$$\Delta p = p(\alpha) - p_a = p'_a\left[\left(\frac{1+\varepsilon}{\varepsilon + \frac{1}{2}\frac{x}{R}}\right)^{n_1}(1-\delta_a) - 1\right] \qquad (18)$$

pentru supapa de aspirație și

$$\Delta p = p_r - p(\alpha) = p_r\left[1 - \frac{1+\delta_r}{\left(1+\frac{1}{2\varepsilon}\frac{x}{R}\right)^{n_2}}\right] \qquad (19)$$

pentru supapa de refulare.

Unghiurile α_c și α_d (limitele de integrare) se determină pe baza relațiilor evidente

$$\sigma'^{1/n_1} = \left(\frac{p'_r}{p'_a}\right)^{\frac{1}{n_1}} = \frac{\varepsilon+1}{\varepsilon + \frac{1}{2}\frac{x}{R}} \text{ (vezi ec. 12 și 13)} \qquad (20)$$

de unde

$$\frac{x}{R} = 2\frac{1+\varepsilon}{\sigma'^{1/n_1}} - \varepsilon \qquad 21)$$

pentru calculul lui α_c și

$$\sigma'^{1/n_2} = 1 + \frac{1}{2\varepsilon}\frac{x}{R} \tag{22}$$

de unde

$$\frac{x}{R} = 2\varepsilon(\sigma'^{1/n_2} - 1) \tag{23}$$

pentru calculul lui α_d.

Pentru $\zeta = \bar{\zeta} = \text{const.}$ și cu neglijarea căderilor de presiune δ_a și δ_r, relațiile de calcul stabilite mai sus devin

$$\Delta m_{s\cdot a} = \frac{1}{\omega}\sqrt{p_a/\bar{\zeta}}\left[\alpha_r\sqrt{\sigma - 1} + \int_0^{\alpha_c}\sqrt{\left(\frac{1+\varepsilon}{\varepsilon + \frac{1}{2}\frac{x}{R}}\right)^{n_1} - 1}\, d\alpha\right] \tag{24}$$

și, respectiv,

$$\Delta m_{s\cdot r} = \frac{1}{\omega}\sqrt{p_r/\bar{\zeta}}\left[\alpha_a\sqrt{1 - \frac{1}{\sigma}} + \int_{\pi}^{\pi+\alpha_d}\sqrt{1 - \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{2\varepsilon}\frac{x}{R}\right)^{n_2}}}\, d\alpha\right] \tag{25}$$

unde α_c și α_d se determină pe baza relațiilor (21) și (23) în care σ' se înlocuiește cu σ.

3. DIAGRAME DE LUCRU

Pentru a pune în evidență influența principalelor mărimi din componența expresiilor de calcul ale pierderilor de gaz prin neetanșeitățile supa-

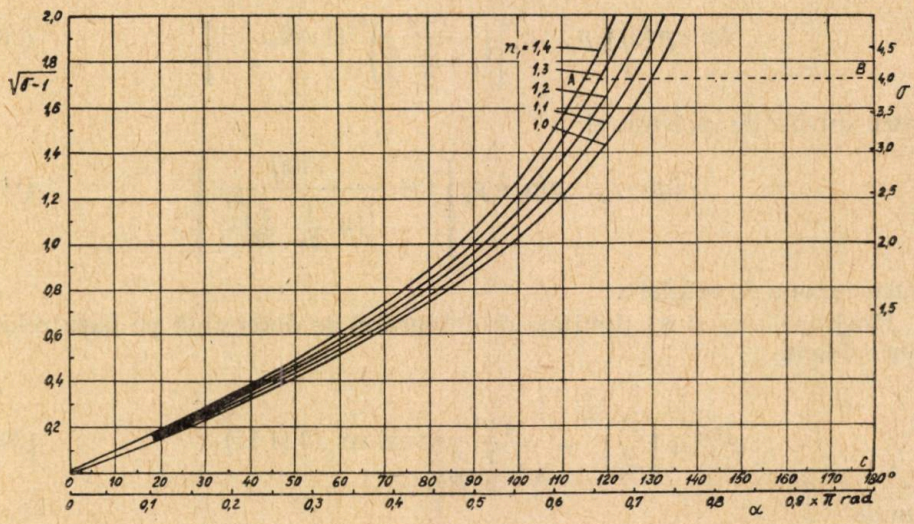


Fig. 4. Variația mărimii $\sqrt{\sigma - 1}$ din expresia lui $\Delta m_{s\cdot a}$ în funcție de unghiul α, pentru $\varepsilon = 0{,}04$ și $\lambda = 1/3{,}5$.

pelor și pentru a veni în ajutorul acelora care vor găsi utilă folosirea acestor expresii, în fig. 4 ... 9 sînt redate o serie de diagrame de lucru auxiliare, construite în coordonate adimensionale.

Astfel în fig. 4 este redată variația mărimii

$$\sqrt{\left[(1+\varepsilon)/\left(\varepsilon+\frac{1}{2}\,\frac{x}{R}\right)\right]^{n_1}-1}\equiv\sqrt{\sigma-1}$$

din expresia lui $\Delta m_{s\cdot a}$, în funcție de unghiul α, pentru $\lambda=1/3{,}5$, $\varepsilon=0{,}04$ și diferiți n_1. [1])

Pe baza unei astfel de diagrame, $\Delta m_{s\cdot a}$ se calculează prin planimetrarea ariei de sub curba respectivă pînă la $\alpha=\pi$ (180°) și $\sigma=p_r/p_a$ considerat. Pentru $\lambda=1/3{,}5$, $\varepsilon=0{,}04$, $n_1=1{,}4$ și $\sigma=4$, de exemplu, relația de calcul este următoarea

$$\frac{\omega}{\sqrt{p_a/\zeta}}\Delta m_{s\cdot a}=\text{aria } OABC\cdot\beta_1\cdot\beta_2 \qquad (26)$$

β_1 și β_2 fiind scările de reprezentare ale mărimilor $\sqrt{\sigma-1}$ și α (ultima în radiani).

Notînd cu Π_{oa} valorile mărimii adimensionale $\frac{\omega}{\sqrt{p_a/\zeta}}\Delta m_{s\cdot a}$ calculate pentru $n_1=1{,}4$, $\varepsilon=0{,}04$ și $\lambda=1/3{,}5$ (vezi fig. 5 curba *1*), valori admise de bază, valorile aceleiași mărimi pentru alți n_1, ε și λ se vor putea determina pe baza relației

$$\Pi_a=k_{na}\cdot k_{\varepsilon a}\cdot k_{\lambda a}\,\Pi_{oa} \qquad (27)$$

unde k_{na}, $k_{\varepsilon a}$ și $k_{\lambda a}$ sînt factori de corecție ținînd seama de influența mărimilor n_1, ε și λ. Valorile acestor corecții [2]), pentru limitele obișnuite de variație a mărimilor n_1, ε, λ și σ pe treaptă ($n_1=1{,}4\ldots1{,}0$, $\varepsilon=0{,}04\ldots0{,}10$, $\lambda=\frac{1}{3{,}5}\ldots\frac{1}{5}$ și $\sigma=2\ldots5$), sînt redate în fig. 6.

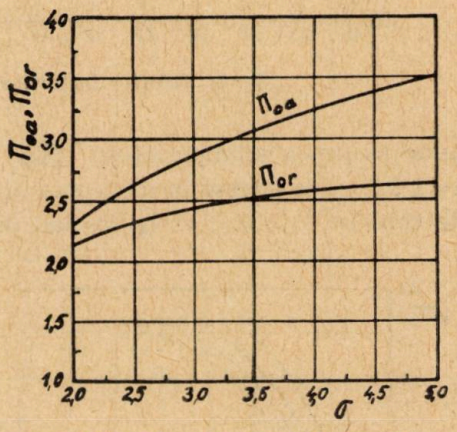


Fig. 5. Valorile mărimilor Π_{oa} (curba *1*) și Π_{or} (curba *2*)

Cu aceasta, pierderile de gaz prin supapa de aspirație se vor putea calcula pe baza relației

$$\Delta m_{s\cdot a}=\frac{1}{\omega}\,k_{n\cdot a}k_{\varepsilon a}k_{\lambda a}\,\Pi_{oa}\sqrt{p_a/\zeta} \qquad (28)$$

[1]) S-a ales ca parametru variabil n_1 deoarece influența mărimii lui ε și λ, în limitele uzuale, este mult mai redusă ; diagrame similare pot fi construite desigur pentru orice alte valori.

[2]) Se calculează prin raportarea ariilor respective la ariile *OABC* corespunzătoare parametrilor de bază.

Similar, pentru supapa de refulare, va putea fi folosită relaţia

$$\Delta m_{s\cdot r} = \frac{1}{\omega} k_{nr} k_{\varepsilon r} k_{\lambda r} \Pi_{or} \sqrt{p_r / \bar{\zeta}} \tag{29}$$

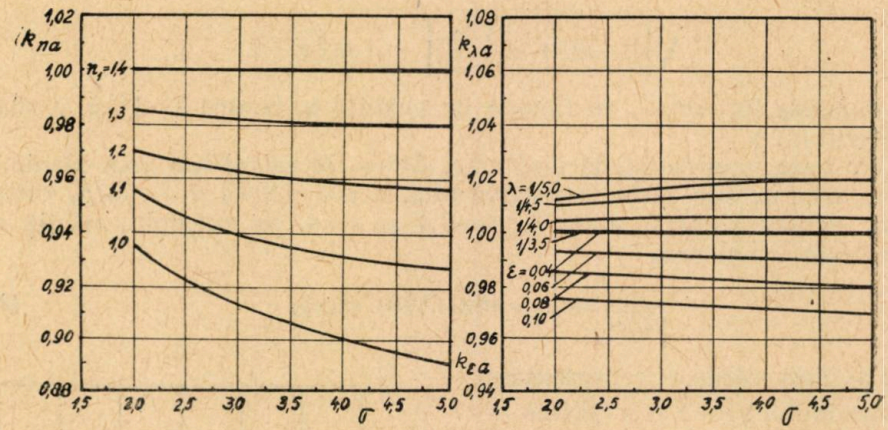


Fig. 6. Valorile factorilor de corecţii k_{na}, $k_{\varepsilon a}$ şi $k_{\lambda a}$

unde mărimea adimensională Π_{or} — calculată pentru $n_2=1{,}4$, $\varepsilon=0{,}04$ şi $\lambda=1/3{,}5$ — se citeşte în diagrama din fig. 5 (curba 2) iar valorile factorilor de corecţie k_{nr}, $k_{\varepsilon r}$, şi $k_{\lambda r}$ se iau din curbele prezentate în fig. 8.

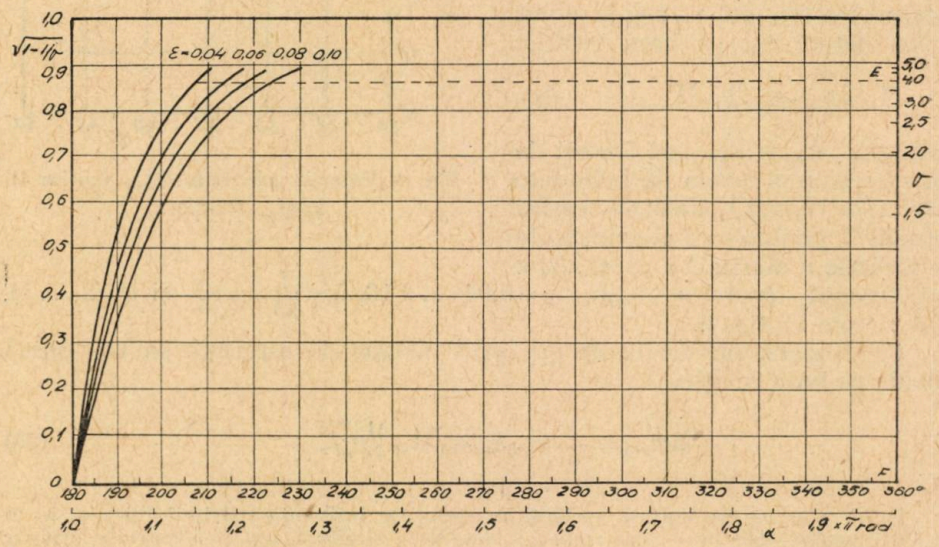


Fig. 7. Variaţia mărimii $\sqrt{1-1/\sigma}$ din expresia lui $\Delta m_{s\cdot r}$, în funcţie de unghiul α, pentru $n_2=1{,}4$ şi $\lambda=1/3{,}5$.

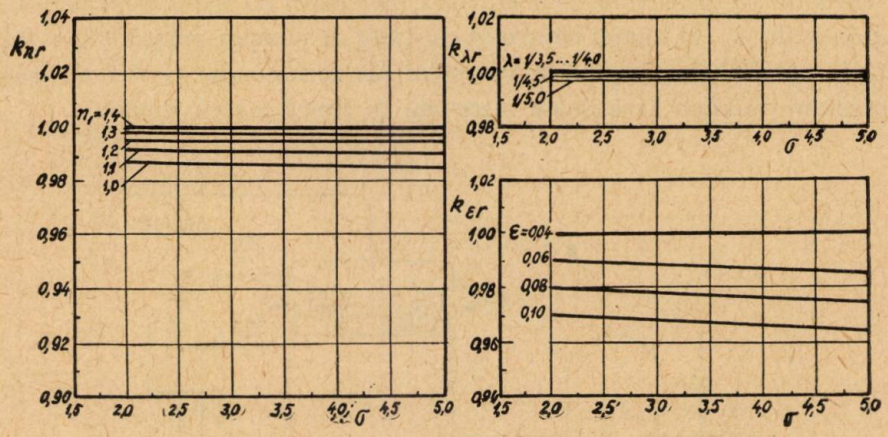


Fig. 8. Valorile factorilor de corecție k_{nr}, $k_{\varepsilon r}$ și $k_{\lambda r}$.

La baza calculului mărimii Π_{or} și a factorilor de corecție k_r au stat curbele de variație a mărimii

$$\sqrt{1-1/\left(1+\frac{1}{2\varepsilon}\,\frac{x}{R}\right)^{n_2}} \equiv \sqrt{1-1/\sigma} = f(\alpha)$$

redate pentru $n_2=1{,}4$ și $\lambda=1/3{,}5$, în fig. 7 (pentru $\sigma=4$, de exemplu, Π_{or} = aria *ODEF*. $\beta_1' \cdot \beta_2'$).

Observație. Influența redusă a lungimii finite a bielei face ca factorii de corecție $k_{\lambda a}$ și $k_{\lambda r}$ să poată fi neglijați și, prin aceasta, și faptul dacă spațiul de lucru este dispus de partea arborelui sau de partea opusă [1]).

4. INCERCAREA SUPAPELOR LA ETANȘEITATE, METODĂ PROPUSĂ. REZULTATE OBȚINUTE PENTRU SUPAPELE U.C.M.R.

După cum rezultă din cele prezentate mai sus, încercarea supapelor la etanșeitate se reduce la măsurarea debitului scăpărilor de gaz $\dot{m}_s$ prin supapa închisă, în funcție de diferența de presiuni Δp ce acționează pe cele două fețe ale supapei.

Curba $\dot{m}_s = f(\Delta p)$ obținută permite determinarea valorilor momentane ale mărimii ζ sau a valorii medii $\bar{\zeta}$ care, în cazul unor supape corespunzătoare, nu trebuie să depășească limitele calculate pentru reducerea maximă admisă a debitului compresorului.

[1]) Diagramele de lucru prezentate mai sus au fost calculate pentru dispunerea spațiului de lucru de partea opusă arborelui.

Dacă nu se urmărește determinarea factorului de reducere a debitului compresorului λ_e, ci numai controlul calitativ al supapei, relația $\dot{m}_s = f(\Delta p)$ poate fi stabilită pentru un singur regim (de recomandat pentru diferența de presiuni maximă care poate interveni în funcționarea supapei).

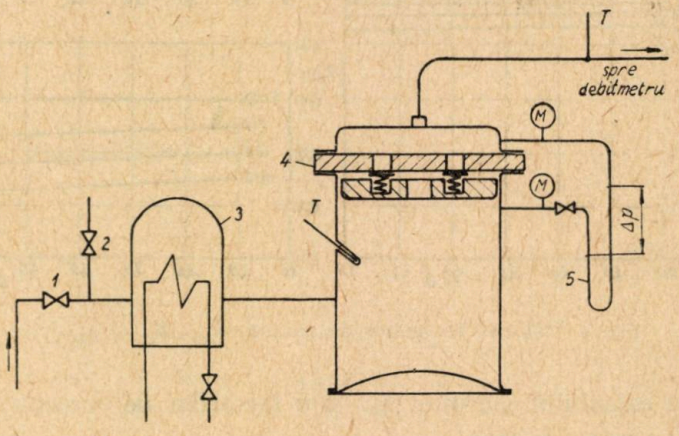


Fig. 9. Schema standului de încercare a supapelor :
1, 2 — robinete de reglare; *3* — răcitor cu apă; *4* — supapă; *5* — manometru diferențial; *M* — manometre; *T* — termometre.

Construcția standului necesar acestor încercări este deosebit de simplă și poate fi urmărită în fig. 9.

S-a încercat pe un astfel de stand un grup de 6 supape noi, de construcție UCMR. Măsurarea debitului $\dot{m}_s$ s-a făcut cu ajutorul unor rotametre. Rezultatele obținute pentru patru dintre aceste supape sînt redate în fig. 10[1]).

Pentru presiunile de lucru ale primei trepte a compresorului $p_a = 1$ ata și $p_r = 2{,}95$ ata și deci pentru o diferență de presiune maximă $\Delta p = 1{,}95$ at (cu neglijarea căderilor de presiuni în supape), valorile medii ale mărimii ζ, calculate pe baza măsurătorilor, sînt cuprinse între $\overline{\zeta} \cong 0{,}73 \cdot 10^{10}$ și $\overline{\zeta} \cong 0{,}16 \cdot 10^{8}\,\mathrm{N}^{-1} \cdot \mathrm{s}^{-2}$ (v. fig. 10).

Cu folosirea datelor compresorului [5] $m_{rot} = 0{,}06$ kg/rot, $\omega = 31{,}4\ \mathrm{s}^{-1}$, $\varepsilon \cong 0{,}04$, $\sigma = 2{,}95$, $n_1 \cong 1{,}37$, $n_2 \cong 1{,}3$, $\lambda = 1/5{,}3$, pierderile de gaz calculate cu ajutorul diagramelor de lucru prezentate mai sus au valorile $\Delta m_{s \cdot a} = 0{,}336 \cdot 10^{-3}$ kg/rot și $\Delta m_{s \cdot a} = 0{,}829 \cdot 10^{-3}$ kg/rot, pentru cele două supape de aspirație încercate și $\Delta m_{s \cdot r} = 4{,}85 \cdot 10^{-3}$ și $\Delta m_{s \cdot r} = 10{,}33 \cdot 10^{-3}$ kg/rot,

[1]) Pentru celelalte două supape debitul de aer disponibil al laboratorului ($\sim 4\ \mathrm{m}^3/\mathrm{min}$) s-a dovedit insuficient pentru acoperirea scăpărilor de gaz, chiar și la diferențe de presiuni Δp foarte mici.

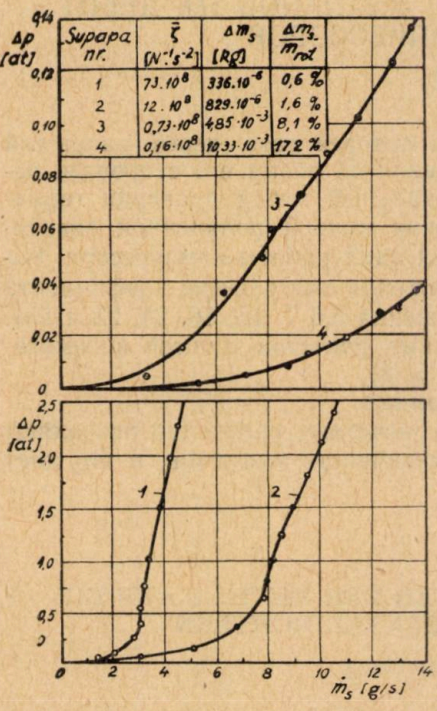


Fig. 10. Caracteristicile de pierderi ale supapelor încercate :
1, 2 — supape de aspirație; *3, 4* — supape de refulare.

pentru cele de refulare, reprezentînd 0,6, 1,6, 8,1 și, respectiv, 17,2% din debitul normal al compresorului.

Ținînd seama că prima treaptă a compresorului este prevăzută cu 2 supape de aspirație și o supapă de refulare, factorul de reducere a debitului, pentru supapele încercate este $\lambda_e = 0{,}90$ (10% pierderi), cazul folosirii primei supape de refulare și $\lambda_e = 0{,}81$ (19% pierderi), în cazul folosirii supapei a doua.

Pentru alte supape și îndeosebi pentru supapele uzate în timpul funcționării, pot să apară pierderi și mai mari.

5. CONCLUZII

Determinarea debitului scăpărilor de gaz prin supapa închisă, în funcție de diferența de presiuni pe cele două fețe ale sale, apare ca singura metodă rațională de control al supapelor la etanșeitate.

Acest control trebuie făcut atît în fabricație cît și periodic, în timpul exploatării compresorului.

Metoda propusă și relațiile de calcul însoțite de diagramele de lucru prezentate permit separarea pierderilor de debit datorite neetanșeității supapelor și prin aceasta, stăpînirea și limitarea lor.

BIBLIOGRAFIE

1. C. Stamatescu, D. Tașcă, M. Grigoriu, *Compresoare volumice*, Edit. tehnică, București — 1965.
2. A. I. Borohovici, B. A. Nosîrev, *Ispîtanie i naladka porșnevîh kompressorov*, Metalurgizdat, 1964.
3. M. I. Frenkel, *Porșnevie kompressorî*, Mașgiz, 1949.
4. F. Fröhlich, *Kolbenverdichter*, Springer — Verlag, 1961.
5. V. Barbu, Tr, Raica, Bul. științific și tehnic al Inst. Politehnic Timișoara, Tom 8 (22), Fasc. 2, 1963, p. 263—271.

ВЛИЯНИЕ НЕГЕРМЕТИЧНОСТИ КЛАПАНОВ НА ДЕБИТ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

(РЕЗЮМЕ)

Исходя из определения количества потерей газа через закрытый клапан в зависимости от разницы давления по обеим его сторонам, рекомендуемого как единственный рациональный метод проверки герметичности клапанов, после интегрирования кривой полученной зависимости в течении процессов составляющих цикл работы компрессора, выводятся точные и приблизительные выражения для расчета коэфициента уменьшения дебита компрессора (выражения 5,6 7, 15, 16, 24, 28 и 29).

Для облегчения относительно сложных расчетов, даются вспомогательные рабочие диаграммы (рис. 6, 7 и 8).

Приводятся некоторые опытные данные.

Предлагаемый метод и полученные расчетные уравнения позволяют выделить потери дебита за счет негерметичности клапанов, а это дает возможность их ограничения.

EINFFLUSS DER UNDICHTIGKEITEN DER VENTILE AUF DIE LIEFERMENGE VON KOLBENVERDICHTERN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Von der Bestimmung der durch das geschlossene Ventil strömenden Gasmenge ausgehend, welche in Abhängigkeit von dem Druckunterschied auf den zwei Ventilseiten durchgeführt und als einzige rationelle Methode zur Kontrolle der Dichtigkeit von Ventilen empfohlen wird, werden durch Integrierung der erhaltenen Abhängigkeitskurve, längs der den Kreisprozess des Verdichters bestimmenden Transformationen, genaue und angenäherte Ausdrücke für den Undichtigkeistgrad festgelegt. (S. Ausdr. 5, 6 und 7, 15 und 16, 24 und 25, 28 und 29).

Zur Erleichterung der relativ komplizierten Rechnungen wurden Arbeitshilfsdiagramme ausgearbeitet (S. Abb. 6, 7 und 8).

Es werden auch einige experimentelle Ergebnisse dargelegt.

Die vorgeschlagene Methode und die gefundenen Berechnungsausdrücke ermöglichen die Trennung der Verluste durch Undichtigkeiten der Ventile und dadurch ihre Beherschung und Begrenzung.

DINAMOMETRU CU TRADUCTORI PNEUMATICI PENTRU MĂSURAREA CELOR TREI COMPONENTE ALE FORȚEI DE AȘCHIERE LA STRUNJIRE

DE

A. DREUCEAN

În [1] s-au făcut anumite considerații teoretice privind sensibilitatea și dimensionarea unui anumit tip de dinamometre pentru măsurarea forțelor de așchiere la strunjire.

În lucrarea de față se prezintă rezultatele obținute la etalonarea a două dinamometre de tipul amintit cu traductori pneumatici, realizate în cadrul catedrei de Tehnologie mecanică a Facultății de mecanică și comportarea lor în procesul de așchiere [1]).

1. DESCRIEREA INSTALAȚIEI

Instalația de măsurare realizată este formată din două părți distincte și anume dinamometrul propriu-zis (fig. 1) pe de o parte și stabilizatorul de presiune cu semnalizatorul (fig. 2) pe de altă parte.

Dinamometrul propriu-zis este format din elementul elastic *1* (fig. 1) sub forma unor semiinele legate între ele printr-o bară de rigiditate mult mai mare care e prevăzută în partea centrală cu locașul de fixare a cuțitului *2*. Elementul elastic este fixat de corpul dinamometrului *3* prin sudare.

Sub acțiunea celor trei componente ale forței de așchiere P_x, P_y și P_z elementul elastic suferă anumite deformații care se transmit tijei de amplificare *4* solidară cu elementul elastic.

Prin plasarea corespunzătoare a traductorilor pneumatici *5*, *6* și *7* la capătul tijei se pot determina deplasările δ_x, δ_y și δ_z, respectiv forțele P_x, P_y și P_z care le-au produs.

Măsurarea deplasărilor respectiv a forțelor, se face pe baza principiului de funcționare al aparatelor pneumatice cu manometru cu apă (de joasă presiune) pentru măsurarea lungimilor [2].

A fost adoptată această soluție datorită avantajelor pe care le prezintă față de alte sisteme, esențiale fiind sensibilitatea lor foarte mare, posibilitatea schimbării raportului de amplificare în limite foarte mari

[1]) Se recomandă studiul prealabil al lucrării [1] pentru a se putea urmări mai ușor cele ce urmează în lucrarea de față.

prin schimbarea diuzelor de intrare *19 ... 22* (fig. 2) și a celor de ieșire *5 ... 7* (fig. 1), capacitatea de amortizare a oscilațiilor indicațiilor datorită vibrațiilor inerente la strunjire și construcția relativ simplă în comparație cu a altor sisteme de aceeași sensibilitate (rezistive, capacitive, inductive etc.).

În cazul nostru stabilizatorul de presiune și semnalizatorul (fig. 2) a fost astfel conceput încît să permită măsurarea simultană a patru mărimi. La posturile *1, 2* și *3* se măsoară cele trei deplasări δ_x, δ_y, δ_z respectiv la o etalonare corespunzătoare forțele care le-au produs, iar postul *4* servește la controlul permanent al presiunii din camera de presiune constantă *5* (fig. 2 *b*). În acest scop, tubul piezometric corespunzător este racordat la camera de presiune constantă prin ștuțul *6*.

Prizele *7 ... 10* pentru cele 4 posturi de măsurare, respectiv control, au fost conduse de la camerile de presiune variabilă *11 ... 14* în spate prin tuburile de cauciuc *15 ... 18* pentru a nu incomoda citirile la tuburile piezometrice.

2. ETALONAREA DINAMOMETRELOR

S-au etalonat două dinamometre construite la catedră, avînd dimensiunile stabilite în [1]. Pentru a le distinge, primul dinamometru avînd o sensibilitate mai mare și domeniu de măsurare mai mic îl vom nota cu *A* iar al doilea cu domeniu de măsurare mai mare îl vom nota cu *B*.

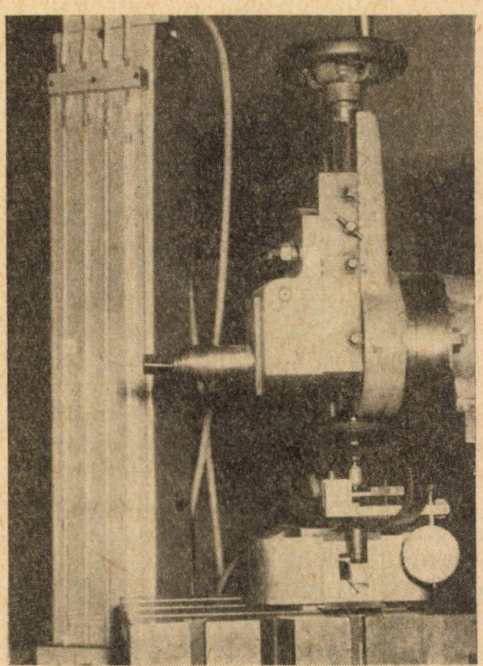


Fig. 3. Vedere de ansamblu a montajului utilizat la etalonarea cu dinamometrul etalon de compresiune.

La etalonare, s-a utilizat un dinamometru etalon de compresiune avînd clasa de precizie 0,2 și forța maximă de 500 kgf.

Dinamometrul de etalonat, a fost fixat pe masa unui șeping (fig. 3).

Dinamometrul etalon a fost rezemat la un capăt de șurubul conducător al saniei port cuțit, iar la celălalt capăt de o bară prinsă în locul cuțitului de strung, în ambele capete rezemarea făcîndu-se prin intermediul unor bile.

Figura 3 corespunde etalonării după direcția forței principale de așchiere P_z. În mod analog s-a făcut etalonarea după celelalte două direcții prin schimbarea corespunzătoare a poziției dinamometrului de etalonat pe masa șepingului.

Încărcarea s-a făcut din 5 în 5kgf prin deplasarea mesei șepingului pe verticală.

Dinamometrul a fost precomprimat cu 10 ... 20 kgf.

Diagramele de etalonare sînt redate în figurile 4 ... 15.

În toate diagramele pe abscisă s-au reprezentat forțele citite la dinamometrul etalon prin încărcare, iar pe ordonată înălțimea coloanei h (fig. 2) măsurată de sus în jos, originea sistemului de axe corespunzînd cu nivelul maxim al lichidului în tubul piezometric.

În fiecare caz, măsurătorile au fost începute de la un anumit nivel h_0, de la care citirile se pot face cu ușurință, respectiv de la care se obține o amplificare corespunzătoare. Din această cauză originile diferitelor curbe nu coincid. În toate cazurile am notat cu d_1 diametrul diuzelor de intrare (*19 ... 22*, fig. 2) și cu d_2 diametrul diuzelor de ieșire (*5*, *6*, 7, fig. 1).

Pentru P_z, etalonarea s-a făcut în două variante și anume la prima variantă notată cu *a* în diagrame (fig. 10—15) etalonarea s-a făcut cu diuzele de ieșire la distanța de $l=275$ mm de punctul de rotire al elementului elastic, iar a doua variantă notată cu *b* la o distanță de $l=195$ mm pentru a mări domeniul de măsurare.

În diagrame nu au fost trecute toate punctele obținute la etalonare ci numai numărul minim de puncte care să permită stabilirea alurei curbei considerate.

Analizînd diagramele din figurile 4—7 se observă că pentru P_x se acoperă foarte bine întregul domeniu de variație a forței respective la strungul considerat (S3 cu putere $N=7$ kW), această forță nedepășind în condiții obișnuite de prelucrare (150 ... 200) kgf. Pentru acest domeniu de măsurare sînt foarte potrivite diagramele din fig. 4 la care pe porțiunea utilă a fiecăreia dintre curbe avem minimum 1 mm denivelare a coloanei pentru 1 kgf, deci posibilitatea de a citi ușor variații ale forței de 1 kgf.

Alegînd în mod convenabil curba și respectiv porțiunea de curbă pe care se fac măsurătorile în funcție de situația concretă în care ne aflăm precizia de citire poate crește de 2 ... 3 ori.

Pe curba *4* de exemplu între $h=240$ ... 640 mm, pentru fiecare kgf corespund minimum 2 mm coloană de apă, iar pe intervalul între $h=(360 \ldots 600)$ mm o denivelare medie de 3 mm pentru fiecare kgf.

În cazul forțelor radiale P_y (fig. 8—9) se observă de asemenea că se poate acoperi un domeniu de aproximativ 400 kgf cu o precizie de citire corespunzătoare. Pentru forțe de maximum (200 ... 250) kgf care pot să apară în cazul strungului considerat, la un raport obișnuit între cele trei componente ale forței de așchiere ($P_y=0{,}35 \ldots 0{,}45\ P_z$) avem posibilitatea de a citi cu precizie și mai mare. Considerînd de exemplu porțiunile cele mai convenabile de pe curbele *4* și *5* figura 8 pe interval de (200 ... 250) kgf avem denivelări de aproximativ 2 mm/kgf.

2.1. Verificarea experimentală a influenței reciproce dintre cele trei componente ale forței de așchiere, la dinomametrul tip A

Deși teoretic cele trei componente nu se influențează reciproc, practic poate exista o oarecare influență ca urmare a unor imprecizii de execuție, fixare a sculei etc. Pentru studiul acestor influențe, la etalonarea respectiv încărcarea după o anumită direcție x, y sau z, s-au făcut citirile nu numai

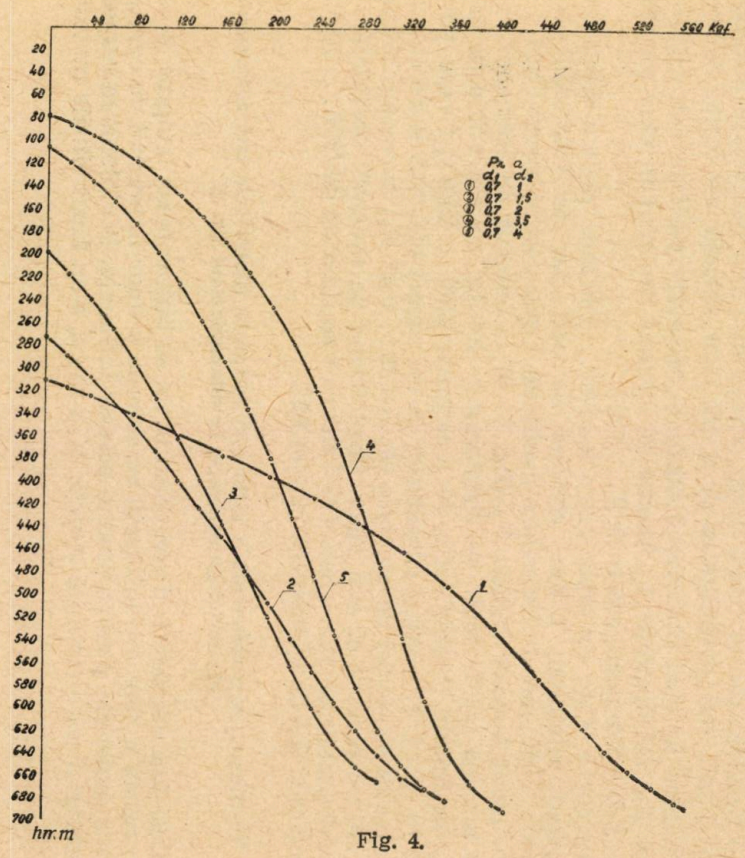


Fig. 4.

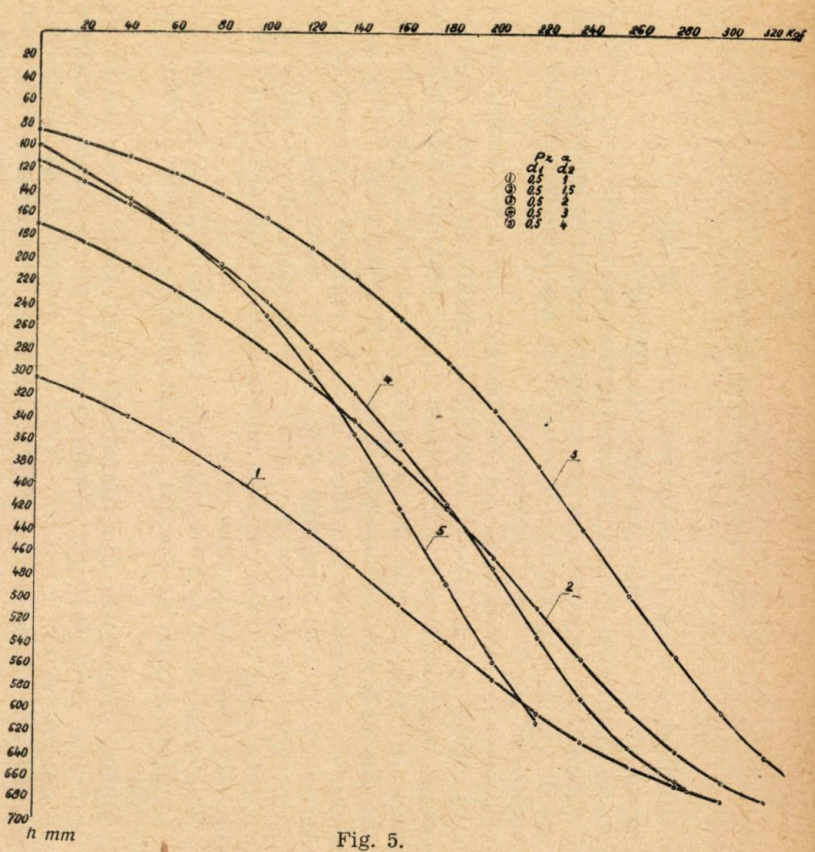


Fig. 5.

Fig. 4 . . .15. Diagramele de etalonare a dinamometrului de tip A.

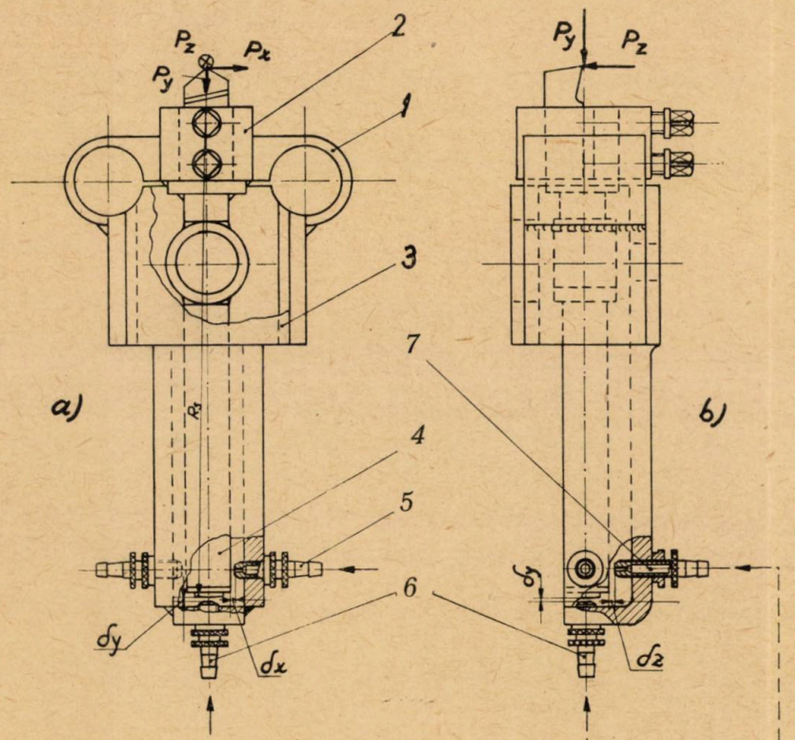


Fig. 1. Dinamometru pneumatic propriu-zis

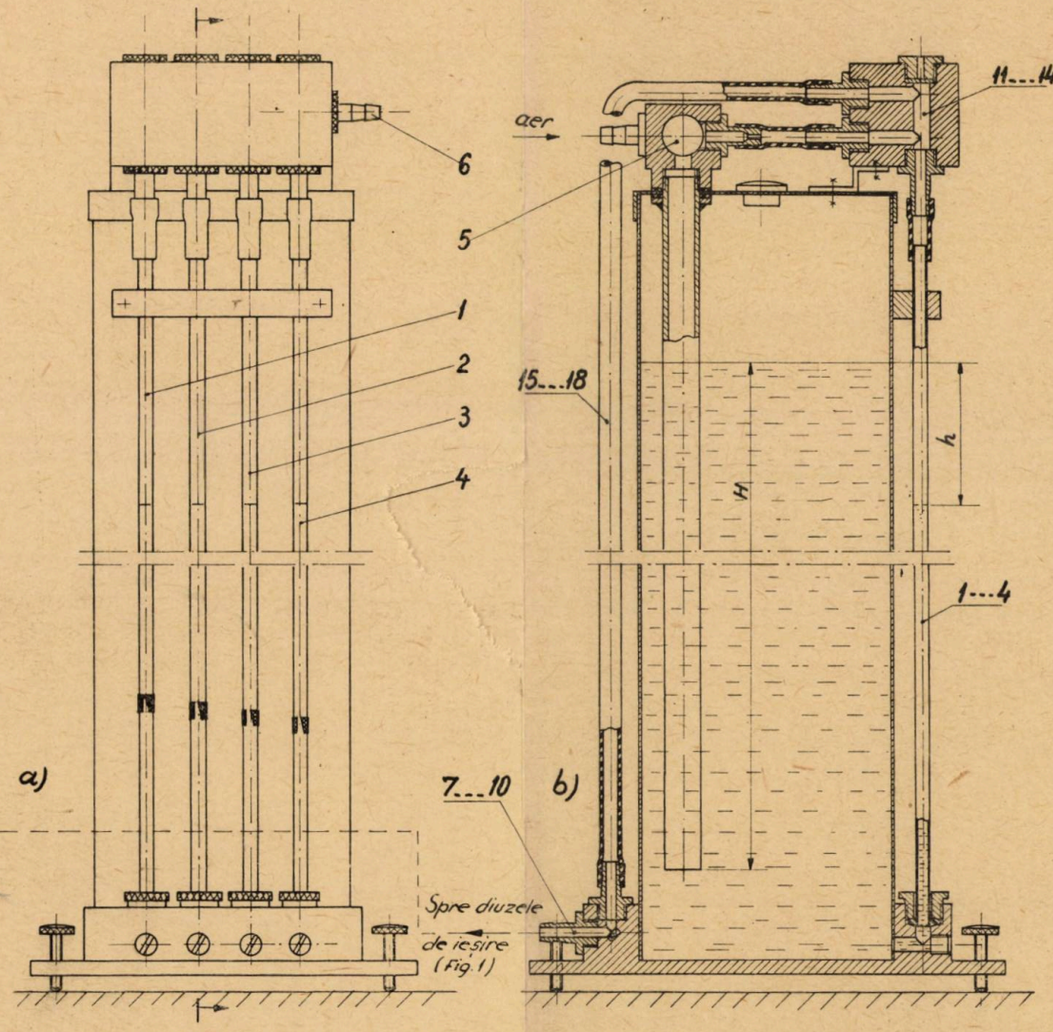


Fig. 2. Stabilizatorul de presiune cu semnalizatorul

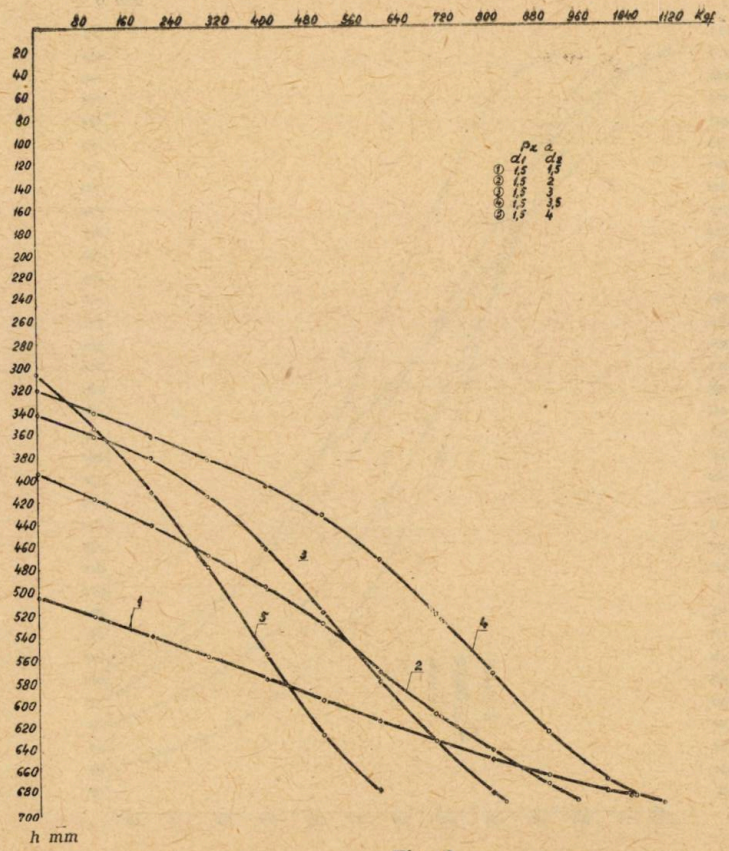

80 160 240 320 400 480 560 640 720 800 880 960 1040 1120 Kgf
20 40 60 80 100 120 140 160 180 200 220 240 260 280 300 320 340 360 380 400 420 440 460 480 500 520 540 560 580 600 620 640 660 680 700
h mm
Pz a
a1 a2
① 1,5 1,5
② 1,5 2
③ 1,5 3
④ 1,5 3,5
⑤ 1,5 4
1
2
3
4
5

Fig. 6.

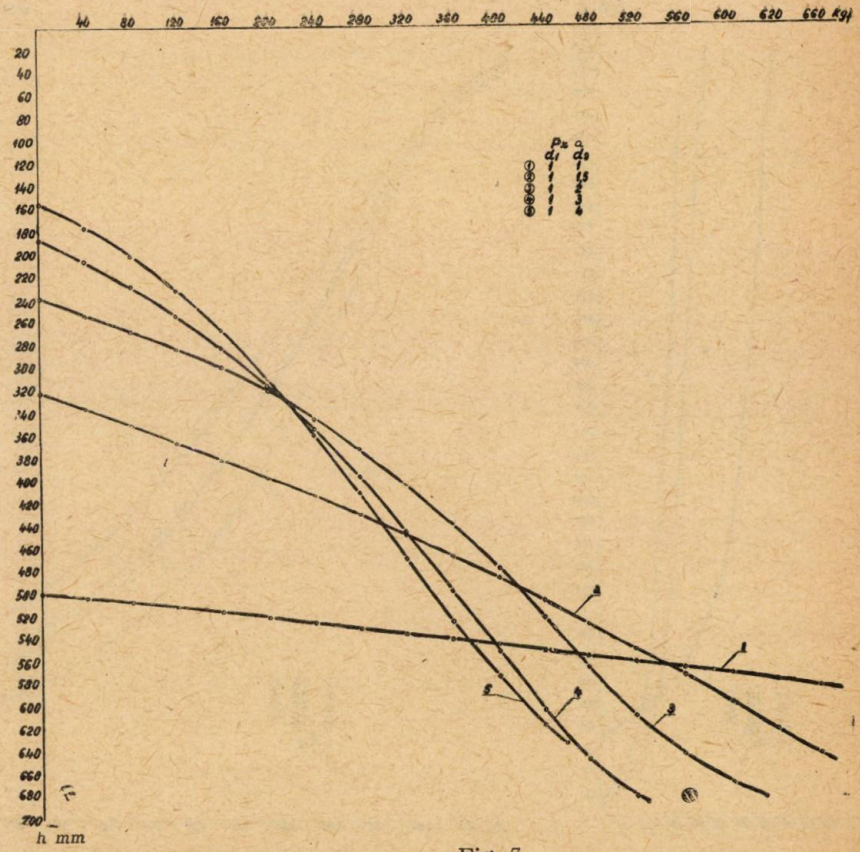

40 80 120 160 200 240 280 320 360 400 440 480 520 560 600 620 660 Kgf
20 40 60 80 100 120 140 160 180 200 220 240 260 280 300 320 340 360 380 400 420 440 460 480 500 520 540 560 580 600 620 640 660 680 700
h mm
Pz a
a1 a2
① 1 1
② 1 1,5
③ 1 2
④ 1 3
⑤ 1 4
1
2
3
4
5

Fig. 7.

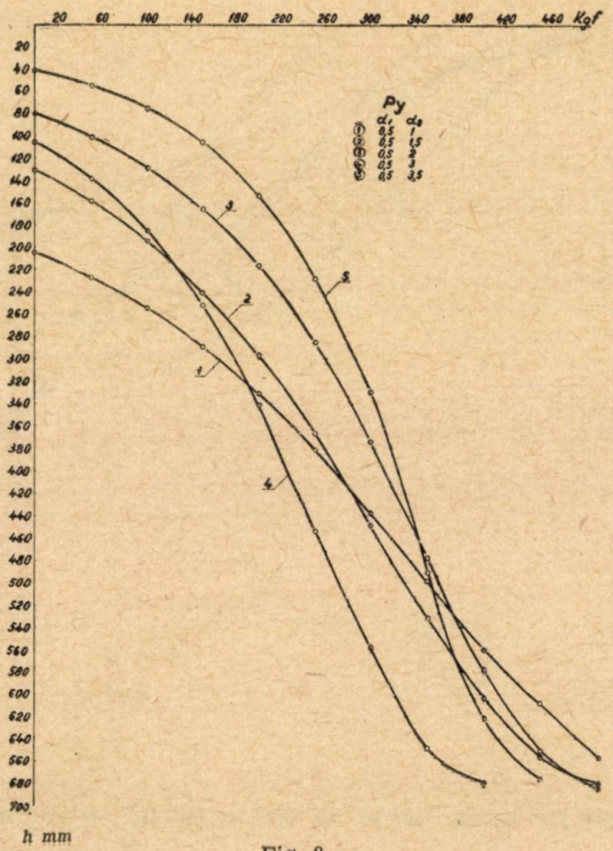


Fig. 8.

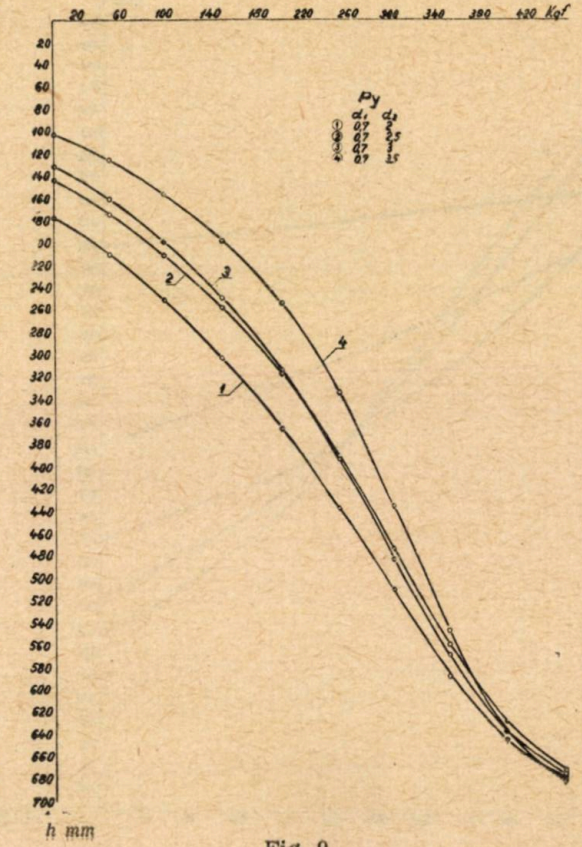


Fig. 9.

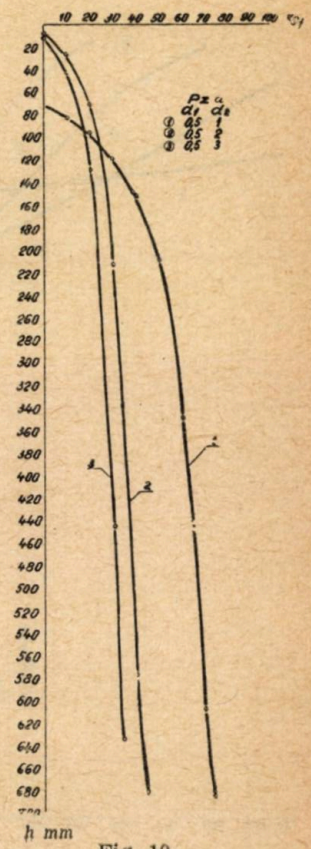


Fig. 10.

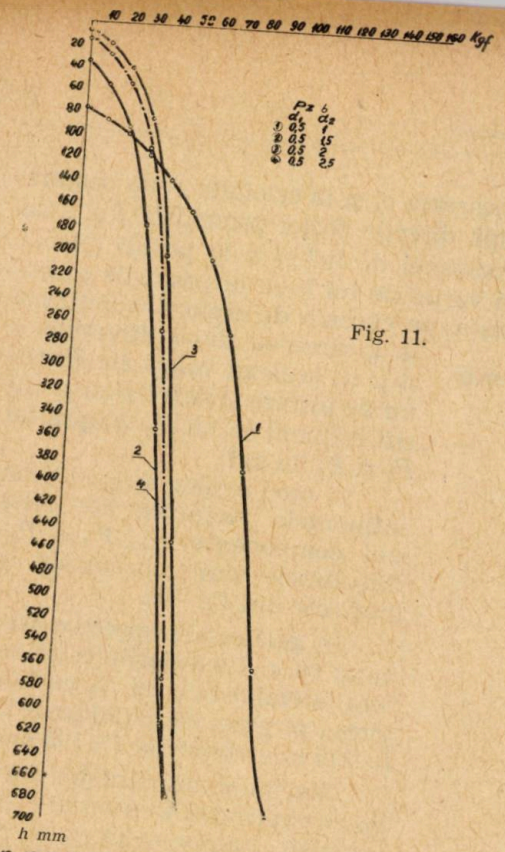


Fig. 11.

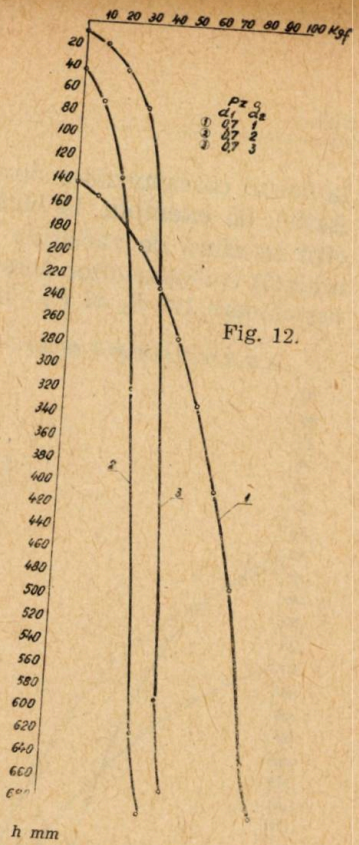


Fig. 12.

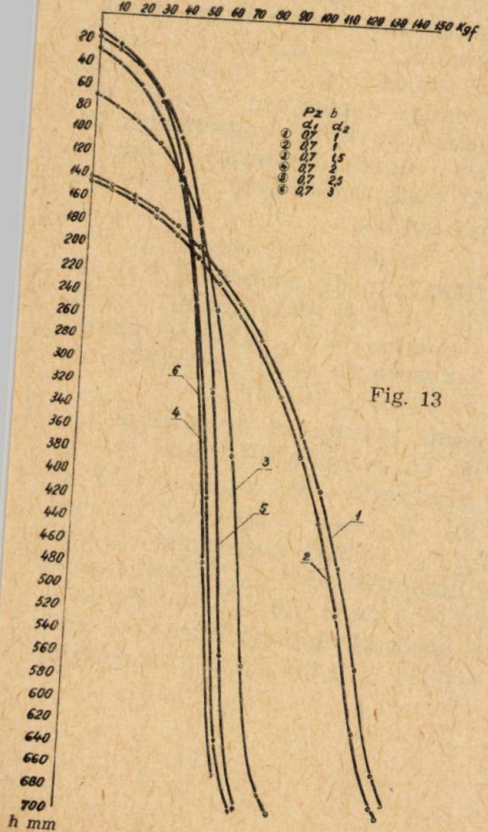


Fig. 13

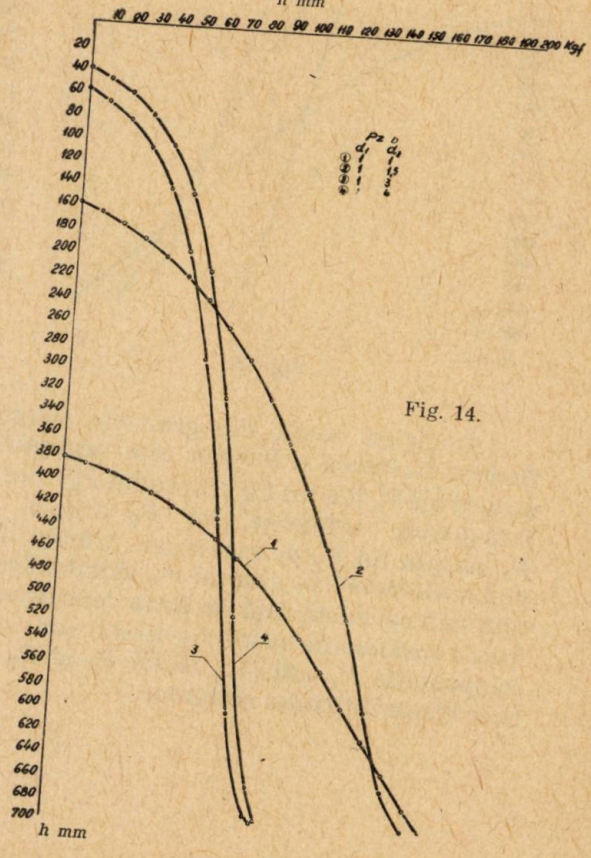


Fig. 14.

la postul corespunzător direcției de încărcare ci și la celelalte două posturi. Astfel, de exemplu, la încărcarea după direcția forței principale P_z, s-au citit în afară de variațiile înălțimii coloanei de lichid h la postul (piezometrul) corespunzător acestei forțe și variațiile lui h de la posturile corespunzătoare lui P_x și P_y. În felul acesta, pe curbele de etalonare obținute la încărcarea după direcțiile x și y cu aceleași valori ale diuzelor de intrare și ieșire s-au putut citi influențele lui P_z asupra lui P_x și P_y în kgf.

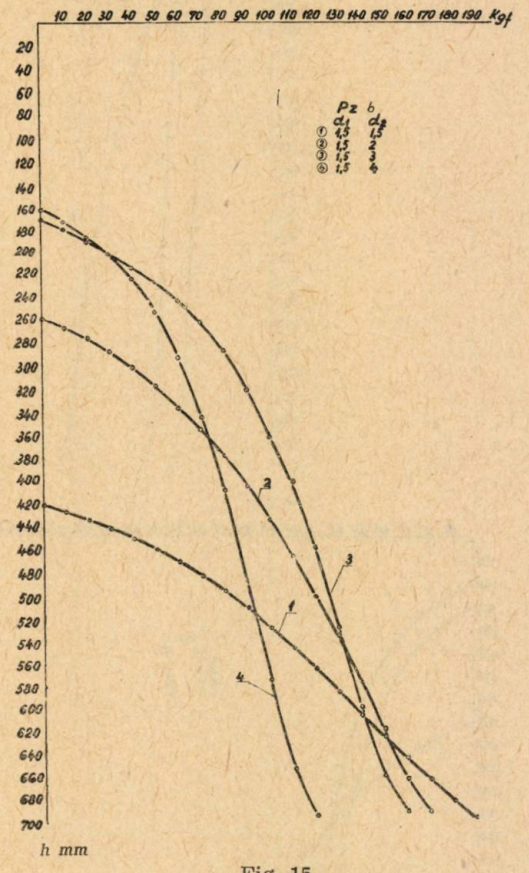


Fig. 15.

În mod analog s-au obținut influențele reciproce ale celor trei componente P_x, P_y și P_z. Rezultatele sînt concentrate în graficele din fig. 16.

În graficele respective s-au notat cu a și b valorile ce se referă la etalonarea lui P_z cu lungimea pîrghiei de amplificare de $l=275$ mm respectiv $l=195$ mm.

Mărimile influențelor reciproce exprimate în procente sînt calculate luîndu-se ca bază valoarea forței care influențează. Semnul minus corespunde cazului cînd forța ce influențează produce deplasarea coloanei de lichid în tubul piezometric în sens contrar deplasării produsă de forța influențată și plus în caz contrar.

Astfel, de exemplu, influența lui P_z asupra lui P_x este de —8% și dacă notăm cu P_{xc} valoarea lui P_x citită la aparat valoarea sa reală (corectată) va fi $P_x = P_{xc} + 0{,}08\, P_z$.

Analizînd datele din graficele menționate rezultă că în general influența reciprocă a forțelor este neglijabilă, cu excepția influenței lui P_z asupra lui P_x și a lui P_z asupra lui P_y care reprezintă —8% respectiv —3%. Într-adevăr influența lui P_y asupra lui P_x este nulă, iar a lui P_x asupra lui P_y de maximum $\pm 0{,}5\%$ din P_x, valoare neglijabilă cu atît mai mult cu cît în general P_x avînd valori mai mici decît P_y, valoarea procentuală calculată față de forța considerată (P_y) va fi sub $\pm 0{,}5\%$. Pe aceleași considerente respectiv ținînd cont de raportul obișnuit între cele trei componente $P_x = (0{,}25 \ldots 0{,}35)\, P_z$ și $P_y = (0{,}35 \ldots 0{,}45)\, P_z$ se pot neglija și celelalte influențe reciproce.

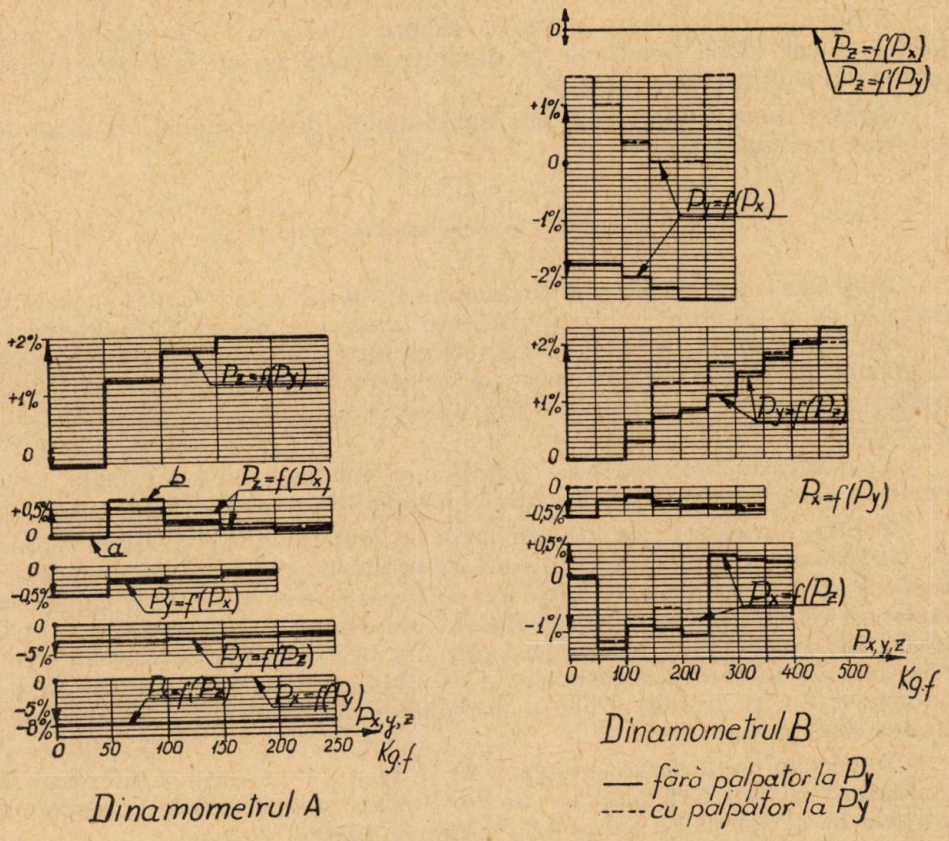


Fig. 16, 17. Graficele influențelor reciproce ale forțelor

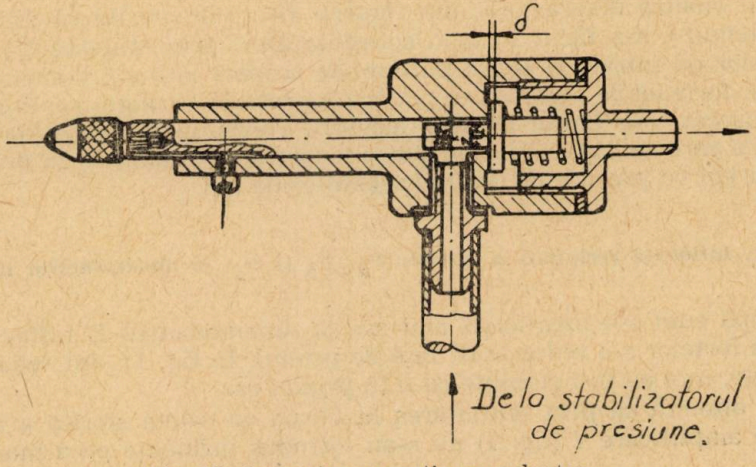


Fig. 18. Aaparat pneumatic cu palpator

Influența relativ mare a lui P_z asupra lui P_x și P_y se explică prin faptul că cele două semiinele ale dinamometrului nu au fost corect executate (au avut grosime inegală).

Aceste inconveniente au fost eliminate la dinamometrul B printr-o execuție mai îngrijită.

2.2. Etalonarea dinamometrului de tip B

Spre deosebire de primul dinamometru, la dinamometrul B suprafața frontală de la capătul tijei de amplificare (unde se măsoară P_y) s-a executat sub formă plană, iar pentru măsurarea forței respective s-a utilizat pe lîngă diuzele obișnuite prin care s-a făcut măsurarea fără contact și un traductor pneumatic cu palpator (fig. 18) care s-a montat în locul diuzelor de ieșire.

Prin aceasta s-a realizat o amplificare mai mare a deformației, respectiv o mai mare precizie de citire a forțelor P_y (vezi fig. 22).

Pentru a vedea în ce măsură forța de frecare dintre palpator și tija de amplificare *4* (fig. 1) influențează măsurătorile după celelalte două direcții X și Z, la etalonarea după direcțiile respective s-au făcut cîte două etalonări cu aceiași diametrii ai diuzelor de intrare și ieșire, una din etalonări făcîndu-se cu și cealaltă fără palpator la P_y. În diagramele din figurile 19 ... 26 în care sînt concentrate rezultatele obținute la etalonarea dinamometrului B curbele obținute cu palpatorul montat la P_y, poartă mențiunea corespunzătoare.

După cum se observă în figura 23 și 24 nu s-au obținut diferențe la etalonarea cu sau fără palpator la P_y, practic toate punctele și respectiv curbele *1* cu *2* figura 23 și *4* cu *5* figura 24 suprapunîndu-se.

Considerăm că aceasta constituie și o dovadă a faptului că instalația realizată permite a se efectua măsurători de mare precizie.

Din analiza diagramelor din figurile 19 ... 26 rezultă că dimensionarea sistemului s-a făcut în mod corespunzător, prin alegerea convenabilă a diuzelor de intrare și ieșire putîndu-se acoperi întregul domeniu de variație al forțelor de așchiere ce pot lua naștere la strungul considerat (S3). De remarcat este faptul că prin alegerea corespunzătoare a porțiunii de curbă pe care se fac citirile, se pot citi forțele de așchiere de ordinul sutelor de kgf cu precizie de ordinul zecimilor de kgf.

2.3. Influența reciprocă a forțelor P_x, P_y și P_z la dinamometrul tip B

După cum s-a menționat mai sus la dinamometrul B influența reciprocă a forțelor s-a redus mult față de primul. În fig. 17 sînt redate aceste influențe, care au fost stabilite ca și în primul caz.

Se observă că prin renunțarea la forma de calotă sferică a capătului tijei de amplificare *4* (fig. 1) nu s-au introdus influențe prea mari asupra lui P_y.

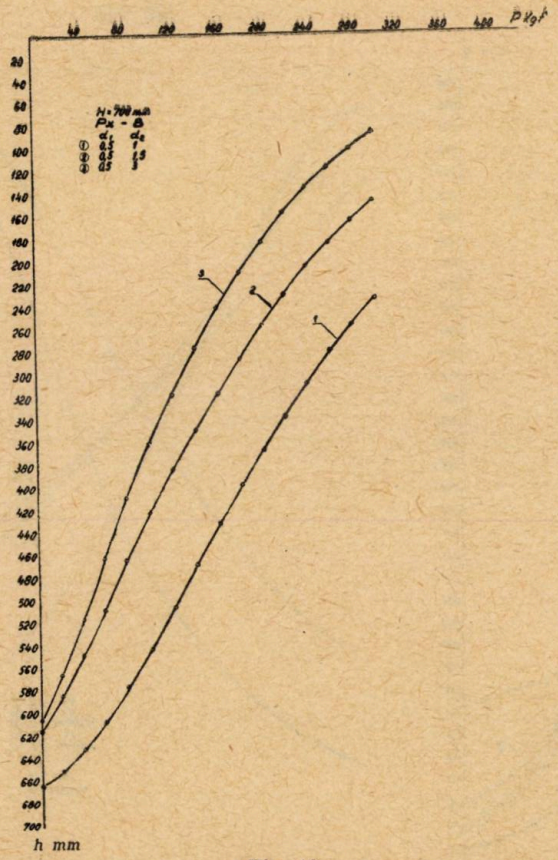


Fig. 19.

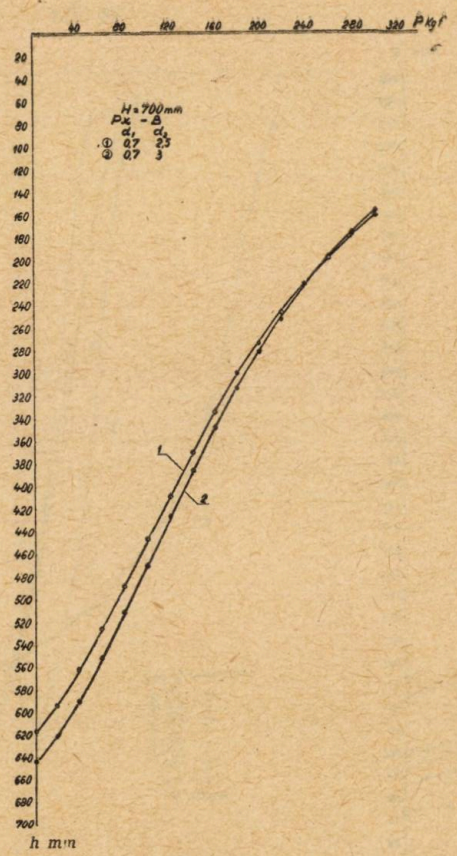


Fig. 20.

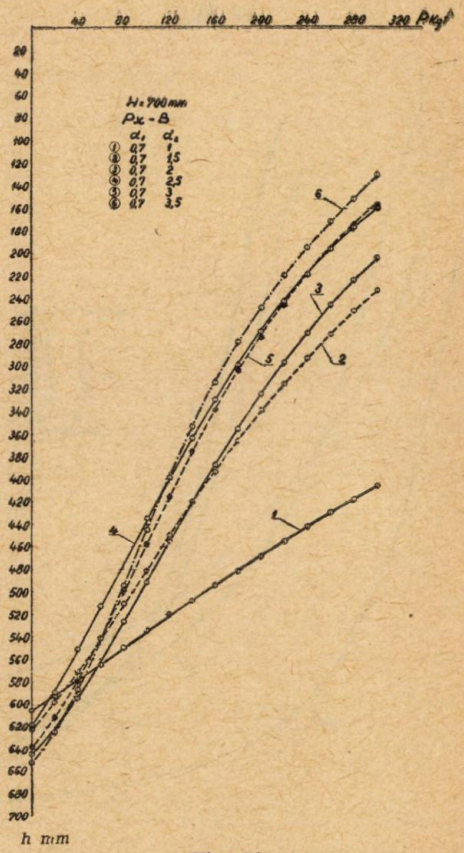


Fig. 21.

Fig. 19—26. Diagramele de etalonare ale dinamometrului tip B.

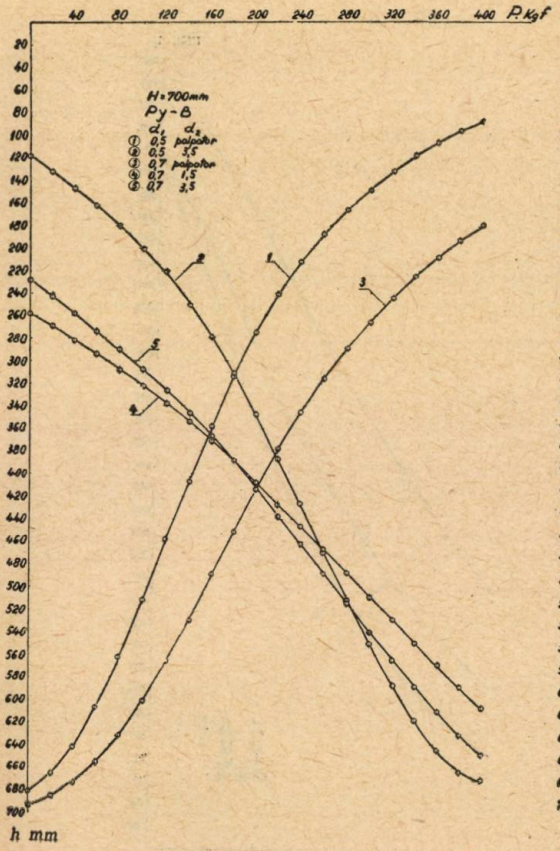


Fig. 22.

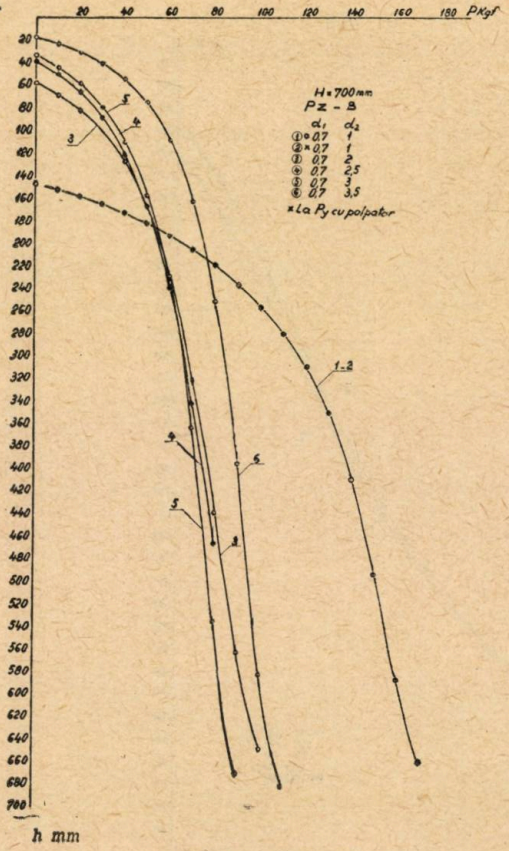


Fig. 23.

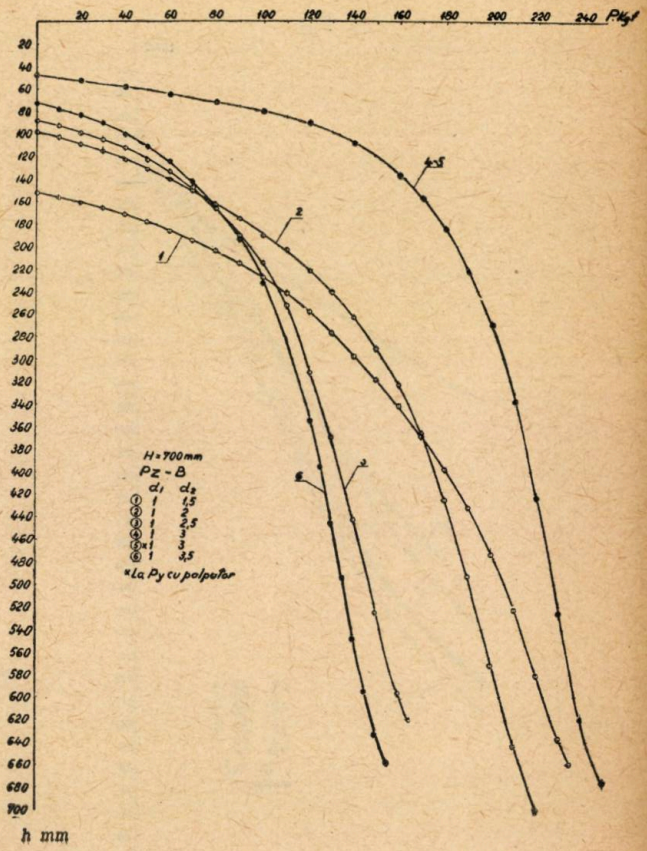


Fig. 24.

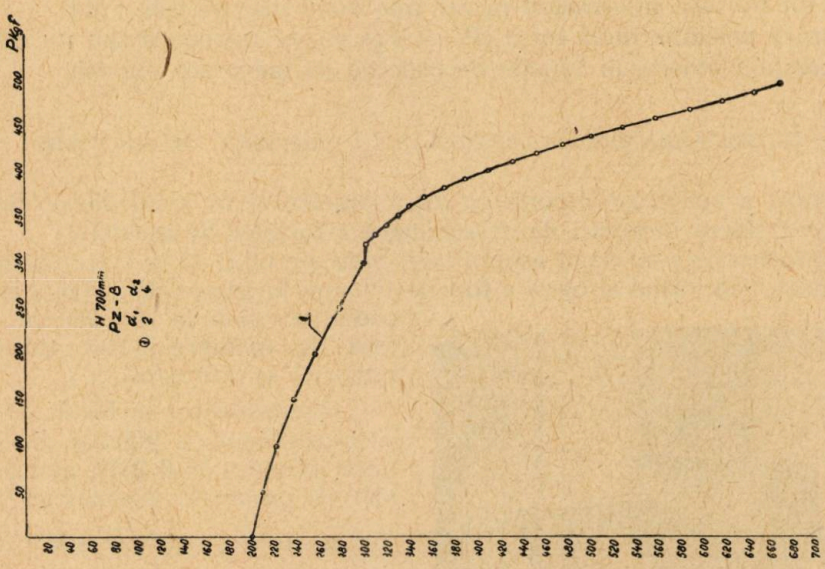


Fig. 26.

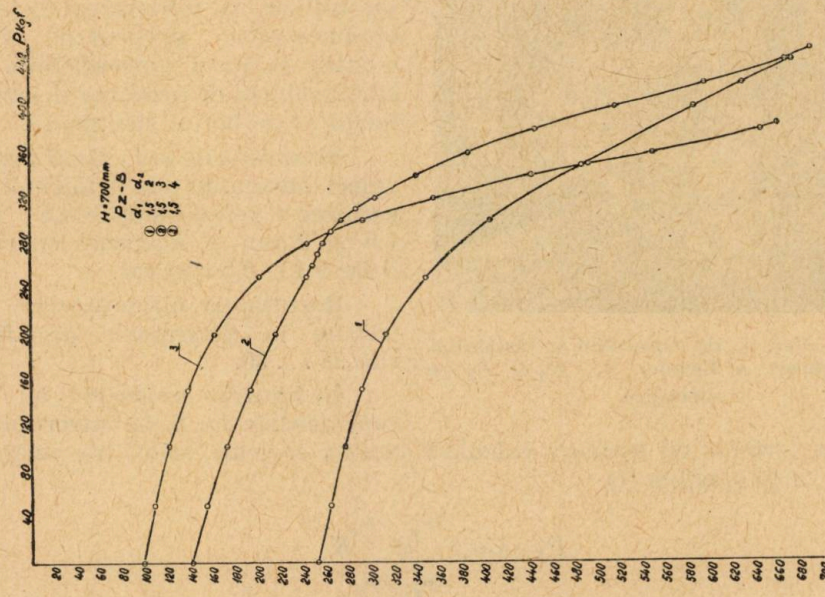


Fig. 25.

Considerăm important de reținut faptul că influența celorlalte forțe asupra lui P_z care interesează în cea mai mare măsură este nulă.

Pentru celelalte două forțe (P_x și P_y) se pot introduce sau nu corecțiile corespunzătoare, în funcție de precizia de măsurare impusă.

3. ÎNCERCAREA DINAMOMETRULUI ÎN PROCESUL DE AȘCHIERE

Pentru a verifica comportarea dinamometrului în condițiile de lucru, s-au făcut cîteva încercări de determinare a forțelor de așchiere.

Măsurătorile s-au făcut asupra unei bare din OLC 45 în stare normalizată. Diametrul inițial al barei a fost de 100 mm lungimea de 320 mm și s-a prelucrat pînă la $\phi = 76$ mm. Viteza de așchiere a fost cuprinsă între 90 și 110 m/min.

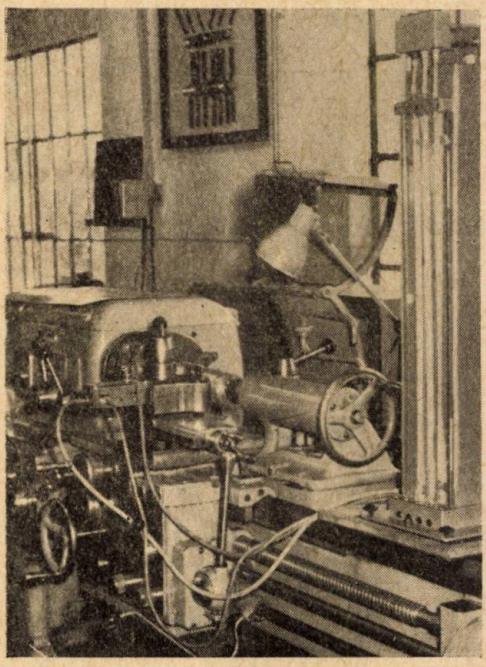


Fig. 27. Vedere de ansamblu a instalației de măsurare a forțelor P_x, P_y și P_z la strunjire.

Prelucrarea s-a făcut cu un cuțit prevăzut cu plăcuță din carbură metalică P10 (S1), avînd următorii parametri geometrici :

$$\alpha = 10° \; ; \; \gamma = 15° \; ; \; \varkappa = 45° \; ;$$

$$\varkappa_1 = 15° \; ; \; \lambda = -4° \; ; \; r = 2 \text{ mm}.$$

În figura 27 se observă montajul utilizat la măsurarea forțelor, dinamometrul propriu-zis fiind montat în locul portcuțitului, iar stabilizatorul de presiune și semnalizatorul pe batiul strungului.

Măsurătorile s-au făcut pentru valori constante ale adîncimii de așchiere t avînd valorile 0,5 ; 1,0 ; 1,5 și 2 mm și avansuri cuprinse între 0,1 și 0,5 mm/rot.

Rezultatele măsurătorilor sînt trecute în diagramele din figurile 28 . . . 30.

În figurile respective au fost reprezentate cu linie întreruptă și valorile forțelor de așchiere calculate pentru aceleași valori ale secțiunii așchiei după relațiile (1).

$$\begin{aligned} P_x &= C_{P_x} t^{x_{P_x}} S^{y_{P_x}} K_x \\ P_y &= C_{P_y} t^{x_{P_y}} S^{y_{P_y}} K_y \\ P_z &= C_{P_z} t^{x_{P_z}} S^{y_{P_z}} K_z \end{aligned} \qquad (1)$$

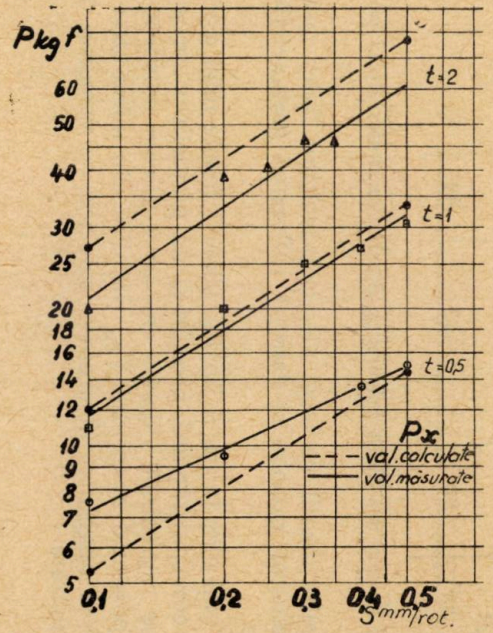


Fig. 28.

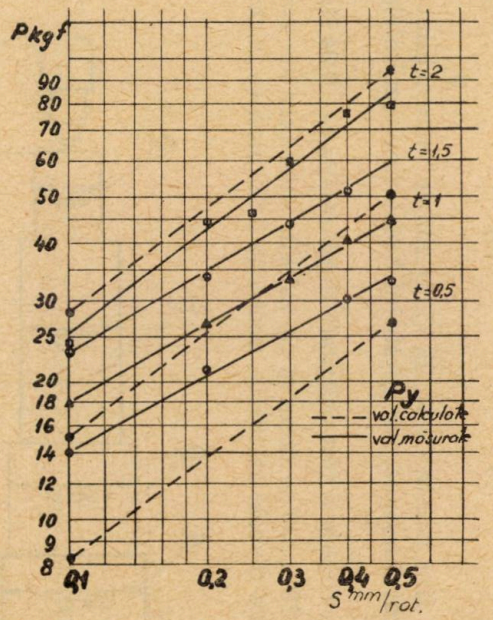


Fig. 29.

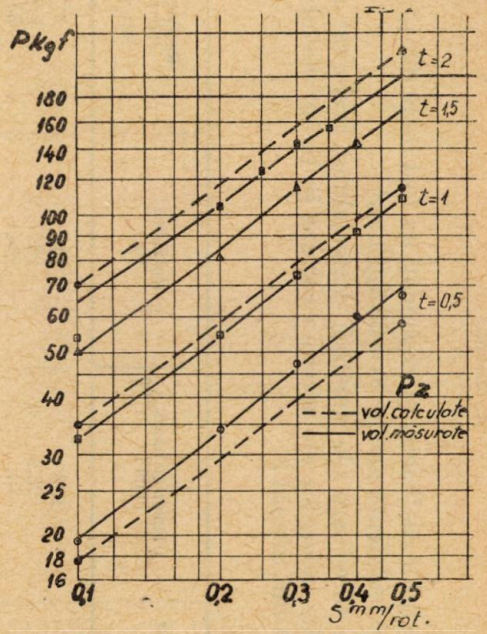


Fig. 30.

Fig. 28—30. Forțele de așchiere măsurate și calculate la strunjirea unui oțel OLC 45.

Valorile diferiților coeficienți și exponenți au fost luate din [3 (p. 460—466)] contînd pe o rezistență medie $\sigma_r = 55$ kgf/mm^2.

Măsurătorile ulterioare ale durității materialului prelucrat au dovedit că proprietățile mecanice ale acestuia variază în limite destul de largi, după cum rezultă din tabelul 3.

Tabelul 3

Zona în care s-a făcut măsurarea	Diametrul barei mm	Duritatea H_B	Rezistența la rupere σ_r kgf/mm^2
A (sub crustă)	100	140	47,6
B	95,5	160	54,4
C	80	164	55,6
D	76	172	58,5

În figura 31 sînt notate cu A, B, C, D zonele materialului prelucrat în care s-a măsurat duritatea, iar în tabelul 3 sînt date rezultatele măsurătorilor.

Rezistența la rupere a fost calculată după relația $\sigma_r = 0{,}34\, H_B$.

Din figurile 28 ... 30 se observă că valorile măsurate ale forțelor sînt destul de apropiate de cele calculate, abaterile datorindu-se în primul rînd

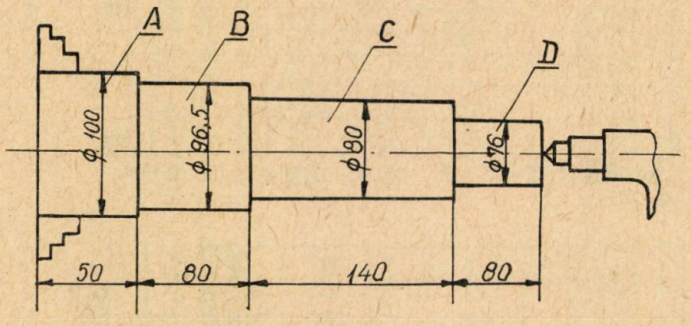


Fig. 31. Zonele în care s-a făcut măsurarea durităților materialului prelucrat.

variațiilor în limite destul de largi ale proprietăților fizico-mecanice ale materialului prelucrat, precum și datorită influenței parametrilor geometrici ai sculei etc.

Se observă mai ales în cazul lui P_z, abateri foarte mici ale punctelor față de dreapta corespunzătoare, precum și un paralelism aproape perfect între dreptele ce reprezintă valorile calculate și cele măsurate, ceea ce înseamnă că exponentul avansului Y_{P_z} rezultat din măsurători care este tocmai coeficientul unghiular al dreptei, coincide cu valoarea dată în literatura de specialitate.

4. CONCLUZII

— Pe baza rezultatelor obținute la etalonarea dinamometrelor de tipul studiat și realizat de autor și a rezultatelor obținute la verificarea dinamometrelor în procesul de așchiere se poate trage concluzia că ele se comportă foarte bine, asigurînd o precizie mare de măsurare (sub 1%).

— Citirile se fac cu ușurință, atît datorită lungimii mari a scării, cît și datorită faptului că stabilizarea coloanei de lichid la înălțimea corespunzătoare forței se face într-un timp relativ scurt, fără a urmări însă și oscilațiile cu frecvență mare ce apar în procesul de așchiere.

— Construcția dinamometrului este relativ simplă.

— Datorită sensibilității sale ridicate instalația studiată și realizată se poate utiliza cu rezultate foarte bune la studiul influenței diferiților parametri asupra celor trei componente ale forței de așchiere la strunjire, corespunzînd întocmai scopului propus.

— Prin utilizarea unui electrolit în loc de apă, aparatul s-ar putea utiliza și pentru efectuarea anumitor comenzi în funcție de mărimile forțelor de așchiere introducîndu-se în tuburile piezometrice electrozi care să închidă prin electrolit un anumit circuit de comandă.

BIBLIOGRAFIE

1. A. Dreucean, C. Cristuinea, I. Hajdu, Considerații privind calculul sensibilității și de rezistență, a unui tip de dinamometru cu traductori pneumatici, pentru măsurarea componentelor forței de așchiere la strunjire. Bul. I.P.T. Tom. 11 (25) Fasc. 1 1966.
2. A. Dreucean, Studiul, proiectarea, realizarea și etalonarea unui nou aparat pneumatic pntru măsurarea cotei peste dinți la roți dințate. Bul I.P.T. Tom. 6(20) Fasc. 2 1961.
3. D. Lăzărescu, *Teoria așchierii metalelor și proiectarea sculelor* Ed. Did. și Ped. București 1964 p. 460 ... 466.

ПРИМЕЧАНИЯ ОТНОСИТЕЛЬНО ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ И ПРОЧНОСТИ НОВОГО ТИПА ДИНАМОМЕТРА С ПНЕВМАТИЧЕСКИМИ ДАТЧИКМИ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ СОСТАВЛЯЮЩИХ СИЛЫ РЕЗАНИЯ ПРИ ОБТОЧКЕ

(РЕЗЮМЕ)

В работе излагается изучение и проектирование нового типа динамометра с пневматическими датчиками для измерения трех составляющих силы резания при обточке.

Устанавливаются выражения равнодействующей деформаций в направлении составляющих P_x, P_y, P_z, силы резания.

Выведенные выражения дают возможность выбора размерных параметров динамометра таким образом, чтобы получить необходимые чувствительность и область измерений.

Используя полученные уравнения определяются главные размеры двух динамометров построенных в Лаборатории механической технологии Механического факультета в Тимишоре.

DYNAMOMÈTRE À TRADUCTERUS PNEUMATIQUES POUR LE MESURAGE DE TROIS COMPOSANTES DE L'EFFORT DE COUPE AU TOURNAGE

(RÉSUMÉ)

L'ouvrage présente un nouveau type de dynamomètre à traducteurs pneumatiques conçu et réalisé par l'auteur.

Dans la première partie on indique la construction et le fonctionnement des appareils réalisés, tandis que dans la seconde pártie sont présentées les courbes d'étalonnage pour les 3 composantes P_x, P_y et P_z à différentes amplifications, respectivement ajutages d'admission et d'évacuation.

À la fin on fait la vérification du comportement de l'un des dynamomètres dans le processus de la coupe en mesurant les composantes P_x, P_y et P_z et en les comparant au valeurs obtenues par le calcul.

Les dynamomètres du type conçu et réalisé par l'auteur, ayant une précision élevée, peuvent etre utilisés dans les recherches concernant l'influence de divers paramètres sur le processus de formation du copeau.

CONTRIBUȚII LA SINTEZA MECANISMELOR PLANE CU MAI MULT DE 4 ELEMENTE — METODA GRADELOR DE MOBILITATE SUPLIMENTARE

DE

FR. KOVACS

1. INTRODUCERE

Sinteza schemei cinematice a mecanismelor se realizează în mod obișnuit avînd cunoscute ca date inițiale, legea (sau legile) de mișcare a elementului (sau elementelor) motor și — măcar în parte — legea de mișcare (sau legile de mișcare) a unui element (sau mai multor elemente), care trebuie să fie puse în mișcare cu mecanismul respectiv.

În aceste condiții, se alege un grup de mărimi, ce caracterizează o parte din elementele și cuplele cinematice pe care le va conține mecanismul și determină prin calcul, un alt grup de mărimi, care definesc caracteristicile restului de elemente. Nu există o indicație generală pentru stabilirea în prealabil, care mărimi trebuie alese arbitrar și care să fie determinate prin calcul.

Din acest motiv, proiectantul se orientează după „simțul" propriu în alegerea diferitelor variante posibile ale metodelor de sinteză, fiecare problemă de sinteză fiind astfel rezolvată printr-o soluție particulară [3]. Ori, nu toate variantele de mecanisme posibile sînt echivalente calitativ. În cele ce urmează se propune o metodă originală de sinteză a mecanismelor, care permite orientarea de la început asupra soluțiilor constructive posibile, în vederea alegerii variantei optime.

2. METODA „GRADELOR DE MOBILITATE SUPLIMENTARE"

2.1. Principiul

În cele ce urmează, se folosește următoarea terminologie pentru elementele mobile componente ale mecanismelor : element motor, elementul căruia sursa de energie mecanică exterioară îi comunică mișcare ; element condus : element a cărei lege de mișcare este impusă prin datele problemei, elemente intermediare : celelalte elemente ale mecanismului.

Se consideră un mecanism inițial, cu numărul gradelor de mobilitate egal cu numărul elementelor motoare și al elementelor conduse. Un asemenea mecanism ar avea o mișcare silită (desmodromie), dacă elementele conduse ar primi o mișcare din exterior, deci dacă ele s-ar transforma în elemente motoare.

În aceste condiții, dacă se aleg parametrii (dimensiunile, forma și numărul profilelor etc.) elementelor intermediare, ele vor avea o mișcare bine determinată. Alegerea acestor parametri se va face astfel încît mecanismul rezultat să nu aibă poziții de blocare.

Pentru a trece de la mecanismul inițial la mecanismul final, se vor introduce cuple cinematice și elemente de legătură — denumite în continuare conexiuni — care să nu schimbe natura mișcării elementelor intermediare (cuple cinematice și elemente de prisos pentru mecanismul inițial). Numărul și felul acestor elemente și cuple cinematice se stabilește astfel, încît ele să limiteze în schema adimensională un număr de grade de mobilitate egal cu numărul elementelor conduse.

În aceste condiții, mecanismul rezultat va avea numărul gradelor de mobilitate egal cu numărul elementelor motoare, deci va fi cu mișcare silită (desmodrom) în condițiile de funcționare cerute.

Conexiunile introduse vor impune ca elementele intermediare să primească aceeași mișcare, ca și cea pe care o au în mecanismul inițial. În acest mod, mecanismul proiectat va realiza deplasarea elementelor conduse după legile de mișcare impuse inițial.

2.2. **Sinteza schemei adimensionale a mecanismelor plane**

2.2.1. *Relații de bază*

În conformitate cu cele impuse în paragraful 2.1, se stabilesc următoarele relații :

$$M' = n_m + n_c = 3(n'-1) - 2c'_5 - c'_4 \tag{1}$$

$$M = n_m \quad = 3(n-1) - 2c_5 - c_4 \tag{2}$$

unde M reprezintă gradul de mobilitate, c_i numărul cuplelor cinematice de clasa i, n, numărul de elemente ale mecanismului final, aceleași simboale afectate cu indicele „prim", mărimile corespunzătoare mecanismului inițial.

Fie n'' numărul de elemente și c''_i numărul de cuple cinematice de clasa i, cuprinse în conexiuni

$$n_c = M' - M = 3\,n'' - 2\,c'_5 - c'_4 \tag{3}$$

$$n = n' + n'' \tag{4}$$

$$c_i = c'_i + c''_i \tag{5}$$

Gradul de mobilitate al lanțului cinematic deschis format din elementele intermediare trebuie să fie nul, deci aceste elemente să fie cuprinse în grupe cinematice.

2.2.2. *Limitarea gradelor de mobilitate suplimentare ale mecanismelor plane, prin conexiuni.*

În fig. 1 se indică schema conexiunilor posibile, la mecanisme plane.

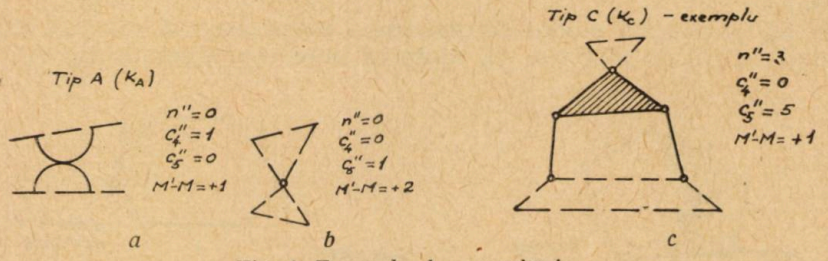


Fig. 1. Exemple de conexiuni.

Conexiunile se pot introduce între 2 elemente cu mișcare relativă cunoscută, dintre care unul poate fi cel fix.

2.2.3. *Mecanisme plane cu un element motor și unul sau două elemente conduse, avînd mai mult de 4 elemente*

Sinteza schemei adimensionale a unui asemenea mecanism plan cu un element motor și unul condus, se poate realiza în următoarele variante :

a) Mecanismul inițial se obține prin atașarea la elementul fix, elementul motor și cel condus a unei grupe cinematice (assurice), de clasa II-a (fig. 2) ($M=2$).

În fig. 3 și fig. 4 se arată modul de limitare a unui grad de mobilitate a mecanismului inițial pentru a obține mecanismul rezultat cu ajutorul unei conexiuni de tip A sau B.

Schemele de mai sus se folosesc în cazul cînd mecanismul trebuie să aibă posibilitatea de reglare a funcționării, cînd se pun anumite condiții

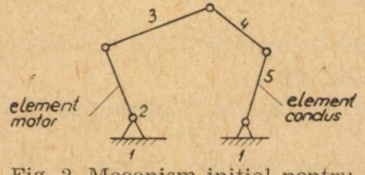


Fig. 2. Mecanism inițial pentru $n_m=1$, $n_c=1$, cu elementele intermediare cuprinse într-o grupă cinematică.

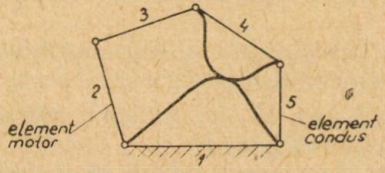


Fig. 3. Mecanism rezultat din mecanismul din fig. 2, prin introducerea unei conexiuni de tip A, $M'—M=1$.

dinamice speciale (spre exemplu, unghiuri de presiune mici) sau cînd prin mecanisme cu 4 elemente nu se poate realiza legea de mișcare impusă elementului condus.

b) Există posibilitatea obținerii mecanismului inițial prin atașarea la elementul fix, motor și condus a unui lanț cinematic cu grad de mobili-

tate diferit de zero și legarea unuia sau a mai multor elemente ale acestui lanț de elementul fix, astfel încît mecanismul rezultat să aibă gradul de mobilitate 1.

În fig. 5 se indică un mecanism inițial cu $n=6$, $c_5=5$ deci $M'=3$, $n_m+n_c=2$.

În fig. 6 se arată modul de obținere a mecanismului rezultat din mecanismul inițial de mai sus, cu ajutorul unei conexiuni de tip A.

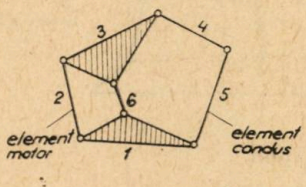


Fig. 4. Mecanism rezultat din mecanismul din fig. 2, prin introducerea unei conexiuni de tip B.

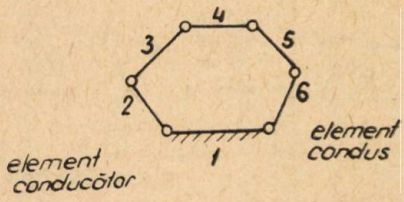


Fig. 5. Mecanism inițial cu $n_m=1$, $n_c=1$ cu un lanț cinematic cu grad de mobilitate 1 compus din elemente intermediare.

Dezavantajul acestei soluții constă în faptul că mișcările elementelor *3*, *4* și *5* ale mecanismului inițial nu sînt definite, deci prin legarea elementului *4* la elementul fix (sau prin oricare altă legare în vederea limitării a două grade de mobilitate) nu se poate obține respectarea riguroasă a legii de mișcare impuse elementului *6* condus.

Nu este rațional să se folosească mecanisme care au un element motor și un element condus avînd mai mult de 6 elemente.

Modul de sinteză a schemei adimensionale a unui mecanism cu un element motor și 2 elemente conduse se poate face după cum urmează :

a) Mecanismul inițial poate cuprinde elemente intermediare grupate în 2 grupe cinematice (assurice) de clasa II-a (fig. 7).

În fig. 8 sînt indicate mecanisme rezultate din mecanismul inițial din figura 7.

b) Mecanismul inițial cuprinde elemente intermediare ce formează o grupă cinematică (assurică) de clasa III-a (fig. 9).

În figura 10 sînt indicate mecanisme rezultate din mecanismul inițial prezentat în figura 9.

Nu este recomandabil să se folosească mecanisme cu mai mult de 10 elemente, pentru antrenarea a două elemente conduse.

În acest paragraf, au fost deduse spre exemplificare cîteva variante ale schemei adimensionale pentru mecanisme plane cu 6 pînă la 10 elemente, cu cuple cinematice de clasa IV-a și V-a, pornind de la condițiile de sinteză impuse. Pe aceeași cale există posibilitatea deducerii tuturor variantelor posibile ale acestor mecanisme, realizate prin introducerea unor conexiuni între elemente intermediare și elementul fix sau între mai multe elemente intermediare. Metodica de lucru expusă poate sta la baza dezvoltării unui nou sistem de clasificare ale mecanismelor plane.

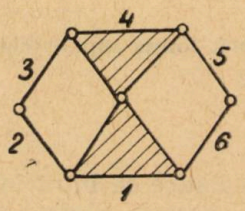


Fig. 6. Mecanism rezultat din cel din fig. 5. prin introducerea unei conexiuni de tip A, $M'—M=2$.

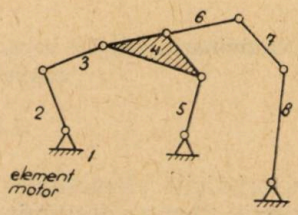


Fig. 7. Mecanism inițial pentru $n_m=1$, $n_c=2$, cu elemente intermediare cuprinse în 2 grupe cinematice de clasa II-a.

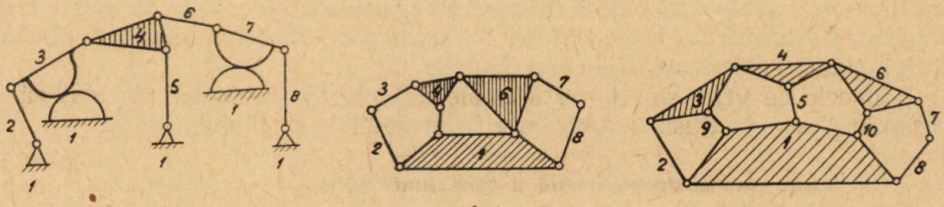


Fig. 8. Mecanisme rezultate din cele din fig 7, prin introducerea unor conexiuni.

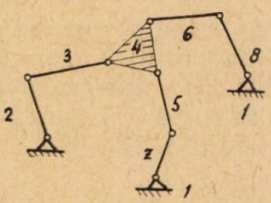


Fig. 9. Mecanism inițial pentru $n_m=1$, $n_c=1$ cu elemente intermediare cuprinse într-o grupă cinematică de clasa III-a

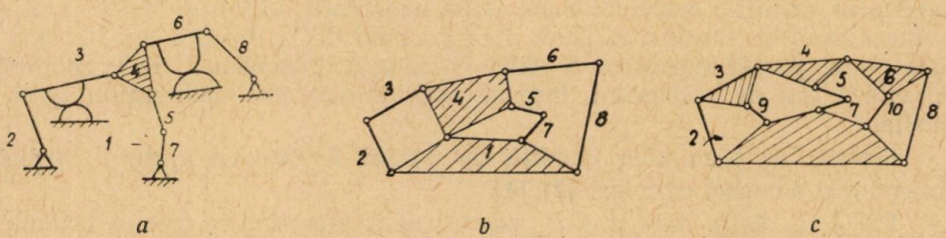


Fig. 10. Mecanisme rezultate din cele din fig. 9 prin introducerea unor conexiuni.

2.3. Determinarea datelor caracteristice (dimensiuni, forma suprafețelor de contact) ale conexiunilor

2.3.1. *Generalități*

Caracteristicile elementelor și cuplelor cinematice ce intră în componența conexiunilor se determină din condițiile mișcării relative a celor 2 elemente ale mecanismului inițial, între care se preconizează a se interpune conexiunea.

Mișcarea fiecărui element al mecanismului inițial este determinată prin caracterul desmodrom al acestui mecanism. Există posibilitatea determinării pozițiilor ocupate în fiecare moment de puncte ale elementelor, a vitezelor și acceleraților acestora, a trasării centroidelor și axoizilor mișcării absolute și relative a elementelor, a determinării poziției ocupate la un moment dat de scătre polii acceleraților elementelor. Cele de mai sus se folosesc pentru proiectarea datelor caracteristice ale elementelor și cuplelor cinematice care constituie conexiunea.

În cele ce urmează se arată unele aspecte ale metodicii de sinteză a conexiunilor introduse în elemente intermediare și elementul fix.

2.3.2. *Sinteza dimensională a conexiunii de tip A, cu M'—M=1*

Se cunosc centroidele mișcării elementului intermediar n_i în raport cu elementul fix *1* (C_{n_i} și c_1) (fig. 11).

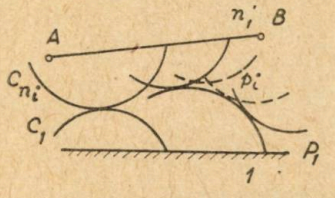


Fig. 11. Sinteza conexiunii de tip A, $M'—M=1$.

Se consideră profilul p_i ales arbitrar, solidar cu elementul n_i. Dacă centroida mobilă C_{n_i} se rostogolește peste centroida fixă c_1, profilul p_i ocupă poziții care admit ca înfășurătoare un profil p_1 fix. Elementele n_i și *1*, în contact prin intermediul profilelor p_i și p_1 constituie cupla cinematică de clasa IV-a, conexiunea de tip A, $M'—M=1$.

2.3.3. *Sinteza conexiunii de tip B, cu M'—M=1*

Această conexiune constă dintr-o manivelă, articulată de elementul fix și de elementul intermediar. Pentru sinteza conexiunii trebuie să se determine pozițiile centrelor celor două articulații, într-o anumită poziție a mecanismului. Sinteza se poate face pornind de la condiții privind ocuparea unor poziții succesive de către elementul intermediar, de la condiții de viteză sau de acceleraţii, impuse unor puncte ale elementului intermediar.

Sinteza pe baza unor condiții de poziții se face cu ajutorul curbei centrelor și a curbei circulare [2], [4].

Fie A_1B_1, A_2B_2, A_3B_3 și A_4B_4, patru poziții succesive ce trebuie ocupate de elementul intermediar n_i, determinate pe baza cunoașterii mișcării mecanismului inițial (fig. 12).

În planul elementului fix, se poate determina curba centrelor „*m*", locul geometric al punctelor în jurul cărora în intervalul *1 . . . 4* considerat, puncte ale planului mobil solidar cu elementul *n* descriu arce de cerc, se găsesc pe un alt loc geometric denumit curbă circulară „μ".

Ca centre *C* și *D* ale articulațiilor care vor lega bara de legătură de elementele *1* și n_l se aleg două puncte conjugate pe curbele „μ" și „*m*".

Sinteza pe baza unor condiții de viteză impuse punctelor din elementul intermediar se poate face după cum urmează : (fig. 13) : cunoscînd valorile pe care trebuie să le aibă vitezele unor puncte din elementul intermediar n_l, se poate trasa centroida fixă pentru mișcarea elementului (C_1).

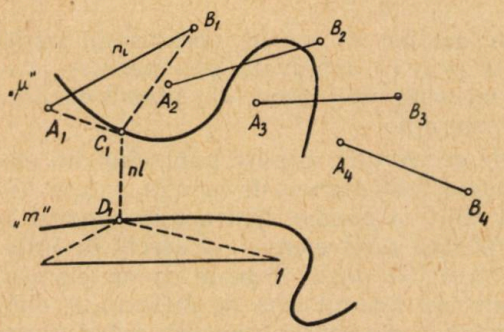


Fig. 12. Sinteza conexiunii de tip B pe baza unor condiții de poziții.

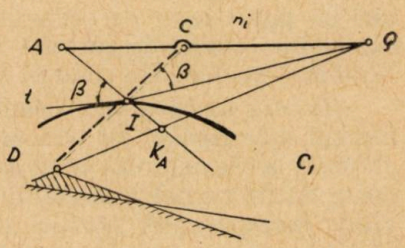


Fig. 13. Sinteza conexiunii de tip B pe baza unor condiții de viteză.

Fie *I* centrul instantaneu de rotație al elementului n_l, în raport cu elementul fix, într-o poziție considerată.

Se cunoaște centrul de curbură K_A al traectoriei descrise de un punct *A* din elementul *A*. Pe baza construcției Bobillier [1] se cunoaște că unghiul β dintre direcția căutată a manivelei *CD* și axa de colineație *IQ* este egal cu unghiul format de direcția AK_A și tangenta *It* la curba c_1. Se alege un punct oarecare *C :* se măsoară unghiul β față de direcția *CI* și se duce cea de-a doua latură a unghiului. β. Ea va intersecta direcția *AC* în punctul de colineație *Q*. La rîndul ei, dreapta QK_A intersectează direcția *CI* în punctul *D*, centrul căutat al articulației ce leagă manivela *CD* de elementul fix. Punctul *D* astfel determinat, elementul n_l va avea în poziția considerată cît și una infinit de apropiată, condițiile de viteză impuse îndeplinite.

Dacă se aleg mai multe puncte *C*, pe o anumită curbă din planul elementului n_l, punctele *D* corespunzătoare se vor afla pe o curbă — loc geometric — în planul fix. Alegînd o altă poziție pentru elementul n_l și repetînd construcția (punctele *C* se vor lua pe aceeași curbă din planul fix), se obține un alt loc geometric pentru punctul *D*. La intersecția celor 2 locuri geometrice, se obține o poziție a punctului *D*, pentru care condițiile de viteză impuse elementului n_l sînt respectate în ambele poziții considerate.

Metoda descrisă poate fi combinată cu cea expusă la condiții de poziții. Dacă se alege punctul D la intersecția locului geometric obținut pe baza metodei descrise, cu curba centrelor, mecanismul proiectat va impune elementului intermediar ocuparea a patru poziții bine determinate, cît și îndeplinirea unor condiții de viteză în două poziții infinit apropiate.

Dacă elementul intermediar n_i are un punct legat de elementul fix printr-o altă manivelă, se va alege ca punct A, centrul articulației ce leagă manivela de elementul intermediar, iar K_A va fi punctul fix al manivelei.

O asemenea situație apare la mecanismul din fig. 4 (elementul intermediar *3* este legat de elementul fix prin manivela *2*, în afară de manivela *6*, conexiunea de proiectat).

În cazul în care elementul intermediar nu are în mecanismul inițial nici un punct legat de elementul fix printr-o manivelă, este necesar să se determine centrul de curbură al traectoriei unui punct din planul elementului intermediar, din condiții de accelerații.

Sinteza pe baza unor condiții de accelerații, impuse punctelor din elementul intermediar. Se cunosc, centrul instantaneu de rotație, viteza unghiulară a elementului intermediar dintr-o poziție. Din aceste condiții se poate detemina polul accelerațiilor pentru acest element și cercul de inflexiune corespunzător poziției respective. Se poate impune ca un element să aibă o mișcare caracterizată printr-un anumit cerc de inflexiune, obligînd 2 puncte ale sale să se deplaseze instantaneu pe traectorii avînd centre de curbură date.

Dacă elementul intermediar are în mecanismul inițial un punct condus pe un arc de cerc (legat de elementul fix printr-o manivelă, spre exemplu elementul *3* în fig. 4), pentru îndeplinirea condiției de mai sus, se alege

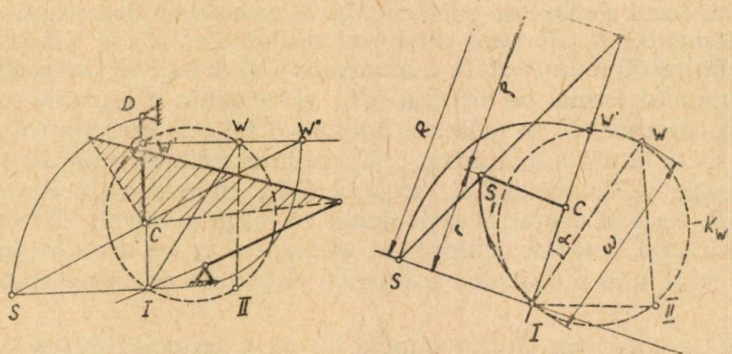


Fig. 14. Sinteza conexiunii de tip B pe baza unor condiții de accelerații.

un punct C din planul acestui element și se determină centrul de curbură D corespunzător, spre exemplu prin metoda Bobillier [1] sau după una propusă de autor, mai simplă (fig. 14).

Fie Kw cercul de inflexiune de diametrul W, IW direcția pe care se vor afla punctele C și D.

Pe baza ecuației Euler-Savary, se poate scrie

$$\frac{1}{W\cos\alpha} = \frac{1}{r} - \frac{1}{R} = \frac{\rho}{R \cdot r} \tag{6}$$

sau

$$\frac{R}{W\cos\alpha} = \frac{\rho}{r}.$$

Se alege C. Se măsoară pe perpendiculara în I la $\overline{IW}$, $\overline{IS} = \overline{IW'} = W\cos\alpha$, iar pe perpendiculara în C pe aceeași direcție $\overline{CS_1} = \overline{IC} = r$. Dreapta SS_1 va tăia direcția IW în punctul D, astfel încît, conform relației (6), $\overline{CD} = \rho$ și $\overline{DI} = R$.

Punctele C și D sînt atunci centrele articulațiilor conexiunii de tip A_2. Alegînd mai multe puncte C pe o anumită curbă din planul n_l, punctele D se vor afla pe un loc geometric. Alegînd centrul articulației la intersecția a două asemenea locuri geometrice, trasate pentru 2 poziții ale elementului n_l, există posibilitatea impunerii respectării condițiilor de accelerații în ambele poziții considerate. De asemenea și în acest caz condiția de accelerații se poate combina cu una de poziții, alegînd punctul D la intersecția locului geometric obținut după metoda descrisă, cu curba centrelor.

2.3.4. *Sinteza conexiunii de tip A, M'—M=2*

Această conexiune constă dintr-o cuplă cinematică de clasa 5-a în componența căreia intră elementul fix și cel intermediar. Este necesar să se determine forța centrului de rotație a cuplei.

Sinteza pe baza unor condiții de poziții impuse elementului intermediar se face după cum urmează : se cunosc pozițiile A_1B_1 și A_2B_2 ale elementului intermediar, A și B fiind puncte ale acestui element : centrul articulației C se alege la intersecția mediatoarelor m_A și m_B ale segmentelor A_1A_2 și B_1B_2 (fig. 15).

Sinteza pe baza unor condiții de viteză : sînt impuse vitezele a două puncte A și B din planul elementului intermediar. Articulația C va avea centrul la intersecția perpendicularelor în A și B pe vectorii viteză a acestor puncte (fig. 16), în centrul instantaneu de rotație I al elementului în poziția considerată.

Sinteza pe baza unor condiții de accelerații : sînt impuse accelerațiile a două puncte din planul elementului intermediar. Centrul articulației fixe C se va așeza în acest caz în polul accelerațiilor (fig. 17).

2.3.5. *Sinteza conexiunii de tip C, cu M'—M=1*

se face descompunînd această conexiune în alte conexiuni de tip A și B. Spre exemplu la conexiunea tip C din fig. 1, se cunoaște mișcarea punctului A în raport cu elementul F. Se alege arbitrar mișcarea unui punct din

elementul *E*. Prin aceasta, mișcarea acestui element devine determinată. Se face sinteza a 2 conexiuni de tip B care leagă elementele *E* și *F*, cu mișcarea relativă cunoscută.

Comparînd posibilitățile de realizare ale diferitelor legi de mișcare impuse elementelor conduse, deci și elementului intermediar, se constată

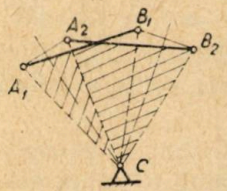


Fig. 15. Sinteza conexiunii de tip A, $M'—M=2$ din condiții de poziții.

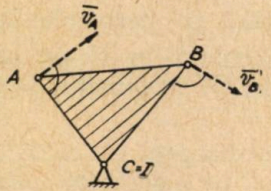


Fig. 16. Sinteza conexiunii de tip A, $M'—M=2$ din condiții de viteză.

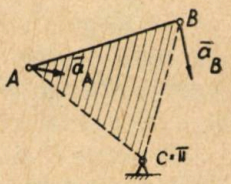


Fig. 17. Sinteza conexiunii de tip A, $M'—M=2$ din condiții de accelerații.

că cele mai multe condiții de mișcare impuse elementului intermediar **pot fi respectate prin conexiuni de tipul A, cu $M'—M=1$**, cele mai puține prin cele de tipul A cu $M'—M=2$. Atunci cînd se face sinteza unor mecanisme la care se cere respectarea cu mare precizie a legilor de mișcare impuse elementelor conduse, se va evita folosirea unor conexiuni de tip B.

3. CONCLUZII

Metoda propusă în prezenta lucrare permite o sistematizare a sintezei mecanismelor plane. În fond, sinteza mecanismului se reduce pe această cale la sinteza unor conexiuni așezate între anumite elemente și elementul fix. La rîndul lor, aceste conexiuni sînt realizate prin combinarea a trei tipuri de bază. Stabilindu-se modul de sinteză a celor trei tipuri de bază ale conexiunilor, în funcție de diferitele condiții de funcționare impuse se indică astfel un număr redus de operații de executat, în vederea determinării datelor caracteristice ale schemei cinematice ale mecanismelor.

Analiza operațiilor de sinteză indicate permite să se tragă anumite concluzii asupra calității mecanismului proiectat, în ceea ce privește precizia reproducerii legii de mișcare impuse elementelor conduse. Astfel, s-a arătat că mecanismele la proiectarea cărora s-au folosit conexiuni de tipul A cu $M'—M=2$ permit reproducerea legii de mișcare impuse, doar cu aproximații grosolane.

În sfîrșit, s-a stabilit o nouă metodă de deducere a schemelor cinematice posibile ale mecanismelor, în funcție de condiții funcționale impuse. Pe această bază, se poate elabora o nouă clasificare a mecanismelor.

BIBLIOGRAFIE

1. Bobillier E., *Cours de Geometrie*, Paris 1870.
2. Burmester L., *Lehrbuch der Kinematik*, Leipzig 1888.
3. Hain K., *Angewandte Getriebelehre*, ed. 2 VDI Verlag Düsseldorf 1961.
4. Kraus R., *Getriebelehre*, vol. I *Einführung*. Ed. 2 Verlag Technik Berlin 1954.
5. Kraus R., *Getriebelehre*, vol. II : *Grundlagen des systematischen Getriebeaufbauss*. Verlag Technik, Berlin 1952.
6. Kraus R., *Getriebelehre*, vol. III : *Massbestimmung* Ed. 2 Verlag Technik, Berlin, 1956.
7. Lichtenheldt W., *Konstruktionslehre der Getrieben*, Akademie Verlag Berlin, 1961.
8. Manolescu N. I., O metodă unitară de alcătuire a lanțurilor cinematice și a mecanismelor plane cu diferite grade de libertate și mobilitate. Studii și cercetări de mecanică aplicată 6, tom. 17, București 1964.

К СИНТЕЗ МЕХАНИЗМОВ ; МЕТОД ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ СТЕПЕНЕЙ СВОБОДЫ

(РЕЗЮМЕ)

При синтези механизмов, обычно произвольно выбирается некоторое число параметров. Это дает многочисленные возможности решить определенный вопрос синтезы. Предлагается новый метод систематизации этапов синтезы, принимая в начале механизм в котором число степеней свободы равно числу движущих и ведомых элементов, подлежащий определенному закону движения.

BEITRAGE ZUR GETRIEBESYNTHESE : DIE METHODE DER ZUSATZLICHEN MOBILITATSGRADER

(ZUSAMMENFASSUNG)

Es werden bei der Getriebesynthese gewöhnich eine Anzahl Parameter willkürlich gewählt. Hierzus ergeben sich mehrere Möglichkeiten zur Lösung einer gegebenen Synthesefrage. Es wird eine neue Methode zur Systematisierung der Syntheseetappen, vorgeschlagen, indem man anfänglich ein Getriebe in Betracht zieht, bei welchem die Anzahl der Mobilitätsgrade gleich denen der antreibenden und getriebenen Gliedern ist. Für die letzteren wird ein gewisses Bewegungsgesetz vorgeschieben.

POSIBILITĂȚILE GRUPEI MULTIPLICATOARE CU 2 VERIGI MOTOARE INDEPENDENTE ȘI MECANISM DE ÎNSUMARE PENTRU OBȚINEREA A 3 TURAȚII

DE

E. DODON și D. BUZULICĂ

I. PRECIZĂRI INTRODUCTIVE

Se cunoaște că introducerea comenzilor după program la multe tipuri de mașini-unelte necesită cutii de viteze și avans cu posibilități de schimbare a turațiilor în timpul mersului sub sarcină.

Grupele avînd cuplaje cu fricțiune, cu lamele comandate electromagnetic, hidraulic sau pneumatic, au pierderi mari la mers în gol, cele mecanice cu variatoare sau angrenaje cilindro-conice necesită timpi de schimbare mari și sînt complicate, iar electromotoarele cu mai multe turații nu pot constitui decît grupe succesoare cu rația prea mare pentru a satisface complet cerințele impuse de regimurile de așchiere.

Pentru a se evita aceste dezavantaje se urmărește realizarea de grupe multiplicatoare capabile să schimbe turațiile din mers și sub sarcină, bazate pe noi principii. În acest sens trustul MAS din ČSR a introdus la unele modele de strunguri de copiat cu comandă program secvențială o grupă multiplicatoare compusă dintr-un mecanism de însumare (*MS* — fig. 1) cu două verigi motoare. În una din variante, utilizată la strungul model SP 25 [1], o verigă motoare, respectiv un electromotor are două turații și posibilitate de blocare (de frînare) iar a doua verigă, respectiv electromotor, o singură turație, obținîndu-se astfel trei turații schimbabile în mers sub sarcină, cu rații acceptabile.

Este de altfel posibil cu această grupă să se obțină 6 turații distincte teoretic, prin blocarea și a celei de a doua verigi motoare care are o singură turație. O turație din cele 6 este însă nulă, deci practic 5 turații. Totuși la 5 turații utilizarea celor 2 motoare ar fi prea redusă, căci la 3 din ele unul din electromotoare trebuie blocat.

Pentru realizarea intervalului de reglare necesar acționării, grupa de 3 turații se utilizează împreună cu alte grupe multiplicatoare de construcție obișnuită și anume cu roți deplasabile. Schema principială a acționării respective este redată în figura 1. Particularitatea și noutatea sa (brevetată de trustul MAS din ČSR) constă evident numai în grupa cu mecanism de însumare (*MS* — fig. 1), soluție care a atras atenția unor cercetători [2].

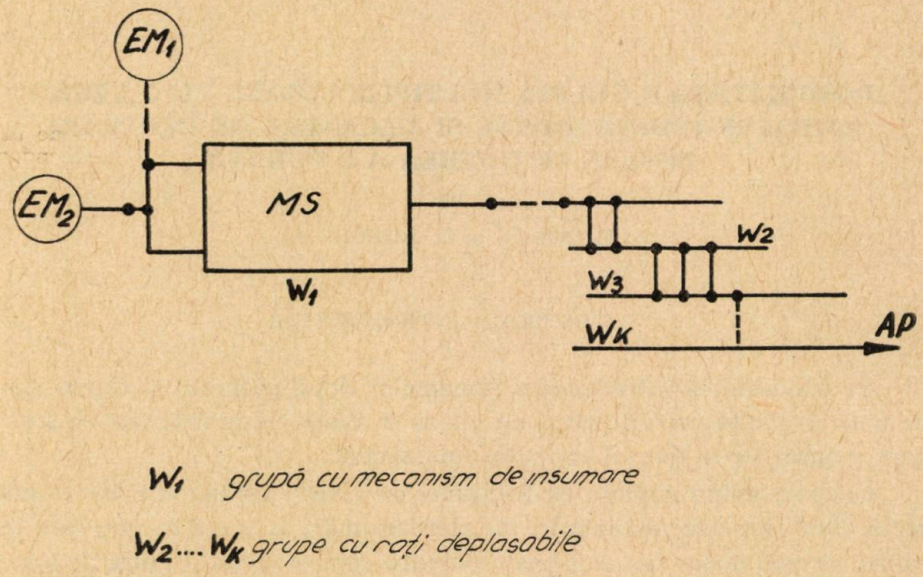


Fig. 1. Schema acționării avînd o grupă multiplicatoare cu mecanism de însumare (*MS*) și două verigi motoare.

Avantajul incontestabil al acestei grupe, constă în posibilitatea schimbării turațiilor din mers sub sarcină. Totodată ea are însă și neajunsuri, care sînt menționate pe scurt în literatură [2]. Afirmațiile făcute cu ocazia acestor menționări, privitoare la pierderea numai a 8% din putere și la existența numai a unor anumite greutăți în stabilirea rației geometrice nu sînt justificate, neprezentîndu-se nici o demonstrație rațională sau experimentare în sprijinul lor.

În realitate această grupă are dezavantaje mai mari. De altfel însuși constructorul [1] indică la o parte din turații imposibilitatea de utilizare a 20—25% sau chiar 34% din puterea instalată a verigilor motoare. Totodată turațiile obținute de la grupă se abat mult de la valorile corespunzătoare seriei geometrice.

Necesitatea de a căuta noi soluții de construcție pentru grupe care să permită schimbarea turațiilor din mers sub sarcină, fără dezavantajele

menționate mai sus, se impune însă tot mai mult. Ca urmare, în prezenta lucrare s-a trecut la studiul posibilităților acestei grupe, respectiv al utilizării puterii celor două motoare, principal dezavantaj observat, precum și al celor de realizare a șirului geometric al turațiilor, cu scopul de a elucida în măsură suficientă dezavantajele acestei soluții și respectiv șansele sale de aplicare în continuare, avantajul fiind deja cunoscut și amintit anterior.

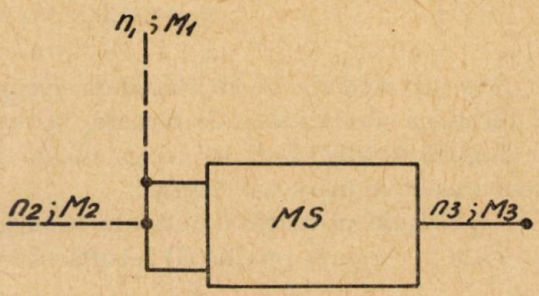


Fig. 2. Notațiile la grupa cu mecanism de însumare (*MS*) și două verigi motoare independente.

În cazul unui mecanism de însumare cu două verigi motoare independente (fig. 2), pentru turația verigei antrenate rezultă o expresie de forma :

$$n_3 = An_1 + Bn_2 \tag{1}$$

în care :

n_3 este turația verigei antrenate ;
n_1 și n_2 sînt turațiile celor două verigi motoare, notate respectiv cu indicii 1 și 2 ;
$A = F_1(i)$, $B = F_2(i)$ — funcții determinate de raportul de transmitere i al mecanismului de însumare.

Dacă nu se ține cont de randamentele mecanismelor (simplificare avantajoasă pentru aprecierea parametrilor unei astfel de grupe), rezultă :

$$N_3 = N_1 + N_2 \tag{2}$$

unde :

N_1 și N_2 sînt puterile consumate de la cele două verigi motoare ;
N_3 este puterea la veriga antrenată a mecanismului de însumare.

Din relația (2) rezultă :

$$n_3 = \frac{M_1}{M_3} n_1 + \frac{M_2}{M_3} n_2 \tag{3}$$

unde : M_1, M_2 și M_3 sînt momentele respective la cele trei verigi ale mecanismului de însumare.

Din identificarea relațiilor (1) și (3) rezultă :

$$A = F_1(i) = \frac{M_1}{M_3} \quad \text{și} \quad B = F_2(i) = \frac{M_2}{M_3}. \tag{4}$$

Pentru raportul puterilor celor două motoare, din (1) și (4) se obțin expresiile :

$$K = \frac{N_1}{N_2} = \frac{A}{B} \cdot \frac{n_1}{n_2} = \frac{n_3}{Bn_2} - 1 ; \tag{5}$$

II. ANALIZA TEORETICĂ

În următoarele se va considera veriga notată cu indicele 1 ca avînd 2 turații și posibilitatea de blocare, iar veriga notată cu indicele 2 avînd o singură turație. Deci la veriga notată cu indicele 3 se obțin 3 turații schimbabile în mers sub sarcină.

Admițînd că turațiile obținute la veriga 3 sînt într-o serie geometrică cu rația φ, conform relației (1) rezultă sistemul :

$$\begin{aligned} n_{3\,(1)} &= n_3 = Bn_2 \text{ (veriga motoare } 1 \text{ este blocată)} ; \\ n_{3\,(2)} &= \varphi n_3 = An_1 = Bn_2 ; \\ n_{3\,(3)} &= \varphi^2 n_s = 2An_1 + Bn_2 ; \end{aligned} \tag{6}$$

unde

$n_{3\,(1)}$, $n_{3\,(2)}$, $n_{3\,(3)}$ sînt cele trei turații obținute la veriga antrenată, de ieșire 3.

S-a considerat turațiile sincrone n_1 și $2n_1$ ale verigei motoare 1, neglijîndu-se alunecările.

Sistemul (6) admite soluția $\varphi = 1$, care conduce la condiția $n_1 = 0$ pentru toate treptele de turație, ceea ce este absurd. Rezultă că nu este posibilă obținerea turațiilor într-o serie geometrică.

Admițînd rații diferite — φ_1 și φ_2 — între turații ca unică posibilitate pentru obținerea unor trepte distincte, se obține sistemul :

$$\begin{aligned} n_{3\,(1)} &= n_3 = Bn_2 ; \\ n_{3\,(2)} &= \varphi_1 n_3 = An_1 + Bn_2 ; \\ n_{3\,(3)} &= \varphi_1 \varphi_2 n_3 = 2An_1 + Bn_2 ; \end{aligned} \tag{7}$$

de unde rezultă pentru această situație ca necesară condiția :

$$\varphi_2 = 2 - \frac{1}{\varphi_1} . \tag{8}$$

Se observă că valori normalizate poate avea numai una din rații (de xemplu φ_1) și că a doua va avea abateri dependente de φ_1, de la valorile normalizate.

În situația precizată de condiția (8), raportul puterilor celor două verigi motoare, pentru cele trei turații conform relațiilor (5) sînt :

$$\begin{aligned} K_{(1)} &= 0 ; \\ K_{(2)} &= \varphi_1 = 1 ; \\ K_{(3)} &= 2(\varphi_1 - 1) ; \end{aligned} \tag{9}$$

Considerînd în continuare puterile nominale se notează :

N'_{n1} — puterea nominală a motorului de la veriga *1* pentru turația mare ($2n_1$) ;

N''_{n1} — puterea nominală a motorului de la veriga *1* pentru turația mică (n_1) ;

N_{n2} — puterea nominală a motorului de la veriga *2*, cu o singură turație.

$$\frac{N'_{n1}}{N''_{n1}} = x \quad \text{și} \quad \frac{N'_{n1}}{N_{n2}} = a.$$

La turația (1), motorul *1* fiind blocat ($n_1 = 0$) nu se pune problema utilizării puterii motoarelor. Se analizează deci situația la turațiile (2) și (3).

Pentru ca la turația (2) să existe posibilitatea utilizării puterilor nominale a celor două electromotare EM_1 și EM_2 (fig. 1) conform ecuației a doua din relațiile (9), trebuie să fie satisfăcută condiția :

$$\frac{N''_{n1}}{N_{n2}} = \varphi_1 - 1. \tag{10}$$

Analog pentru turația (3) — se obține condiția :

$$\frac{N'_{n1}}{N_{n2}} = 2(\varphi_1 - 1). \tag{11}$$

Din relațiile (10) și (11) rezultă că puterile celor două motoare nu pot fi utilizate la valoarea nominală pentru ambele turații — (2) și (3) — decît în cazul cînd $x = 2$, subînțelegîndu-se că practic φ_1, trebuie să rămînă neschimbat.

Pentru cazul modelului realizat de trustul MAS (SP 25), s-a adoptat $x = 1{,}5$, raport la care nu este deci posibilă utilizarea puterii nominale la cele două turații, (2) și (3), căci φ_1 se menține același.

Pentru cazul cînd $x < 2$, se observă însă că pot fi utilizate puterile nominale la ambele turații (2) și (3), dacă rația φ_1 va avea o valoare la turația (2) și alta la turația (3), notate respectiv în următoarele cu $\varphi_{1(2)}$ și $\varphi_{1(3)}$.

Conform notațiilor de mai sus, $\varphi_{1(2)}$ și $\varphi_{1(3)}$ rezultă din rapoartele (10) și (11), care devin :

$$\frac{N''_{n1}}{N_{n2}} = \frac{a}{x} = \varphi_{1(2)} - 1 \; ; \quad \text{deci} \quad \varphi_{1(2)} = \frac{a}{x} + 1 \tag{12}$$

și

$$\frac{N'_{n1}}{N_{n2}} = a = 2(\varphi_{1(3)} - 1) ; \quad \text{deci} \quad \varphi_{1(3)} = \frac{a}{2} + 1 . \tag{13}$$

Ca urmare a existenței celor două valori date de (12) și (13) se pot separa în funcție de φ_1 trei domenii în care vor fi diferite posibilități de utilizare a puterii celor două motoare. Pentru aceste domenii, inclusiv pentru valorile rației φ_1 date de (12) și (13), se obțin puterile maxime utilizabile, date de relațiile din tabelul 1 (valabile pentru $x < 2$).

Tabelul 1

Încărcarea pentru $x<2$ la φ_1	Turația (2)		Turația (3)	
	$N_{1\,(2)}$	$N_{2\,(2)}$	$N_{1\,(3)}$	$N_{2\,(3)}$
$\varphi_1 < \frac{a}{2}+1$	$(\varphi_1-1)\frac{x}{a}N''_{x1}$	N_{n2}	$2(\varphi_1-1)\frac{1}{a}N'_{n1}$	N_{n2}
$\varphi_{1\,(3)} = \frac{a}{2}+1$	$\frac{x}{2}N''_{n1}$	N_{n2}	N'_{n1}	N_{n2}
$\frac{a}{2}+1 < \varphi_1 < \frac{a}{x}+1$	$(\varphi_1-1)\frac{x}{a}N''_{n1}$	N_{n2}	N'_{n1}	$\frac{a}{2(\varphi_1-1)}N_{n2}$
$\varphi_{1\,(2)} = \frac{a}{x}+1$	N''_{n1}	N_{n2}	N'_{n1}	$\frac{x}{2}N_{n2}$
$\varphi_1 > \frac{a}{x}+1$	N''_{n1}	$\frac{1}{\varphi_1-1}\cdot\frac{a}{x}\cdot N_{n2}$	N'_{n1}	$\frac{a}{2(\varphi_1-1)}N_{n2}$

$N_{1\,(2)}$ și $N_{1\,(3)}$ – puterea maximă ce poate fi luată de la motorul *1* la turația (2) și respectiv (3)

$N_{2\,(2)}$ și $N_{2\,(3)}$ – puterea maximă ce poate fi luată de la motorul *2* la turația (2) și respectiv (3)

De exemplu pentru $\varphi_1 < \frac{a}{2} + 1$, din (10) rezultă $N_{1(2)} = N_{n2}(\varphi_1 - 1)$, în care înlocuind N_{n2} cu notațiile de mai sus rezultă :

$$N_{1(2)} = \frac{x}{a} N''_{ni} \cdot (\varphi_1 - 1).$$

Pentru valorile adoptate la strungul SP 25 [1], și anume

$$N'_{ni} = N_{n2} = 15 \text{ kW} \quad \text{și} \quad N''_{n1} = 10 \text{ kW}$$

variațiile puterilor la cele trei verigi ale mecanismului de însumare (deci inclusiv puterea N_3 la veriga de ieșire) în funcție de φ_1, sînt redate în

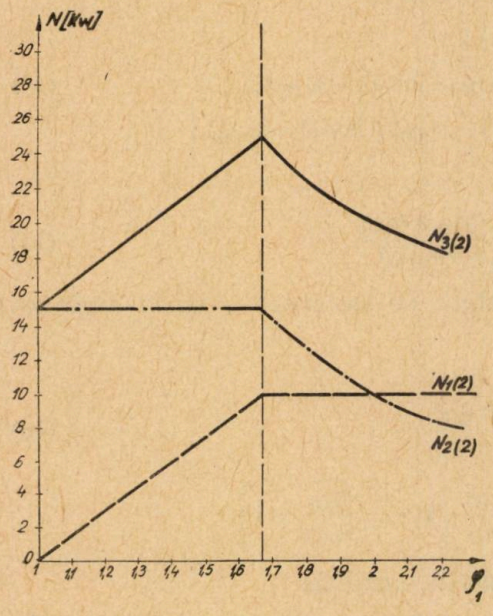


Fig. 3. Variația puterilor maxime utilizabile la turația (2) a grupei multiplicatoare de la strungul SP 25.

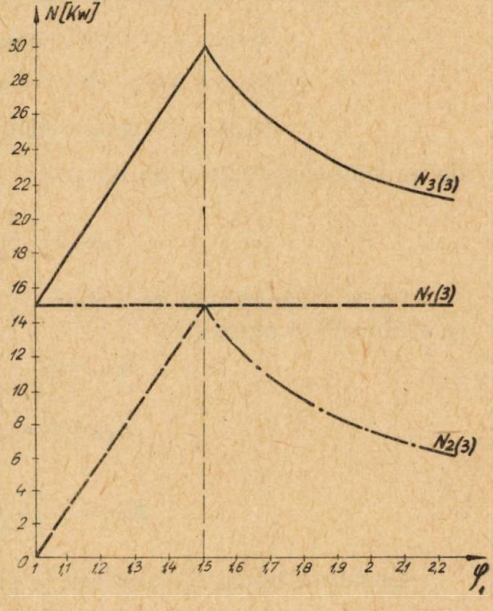


Fig. 4. Variația puterilor maxime utilizabile la turația (3) a grupei multiplicatoare de la strungul SP 25.

figura 3 și figura 4, respectiv pentru turația (2) și turația (3), păstrînd notațiile din tabelul 1.

Se observă că este posibilă utilizarea puterilor nominale, cînd $x = 1{,}5$ numai pentru

$$\varphi_{1(2)} = 1{,}67 \text{ și pentru } \varphi_{1(3)} = 1{,}5.$$

Modelul SP 25 al trustului MAS, are prevăzute două valori pntru φ_1, dar ambele pot fi instalate atît la turația (2) cît și la turația (3), prin roți deplasabile numai la veriga motoare 2 (conform notațiilor de mai sus). Aceste valori sînt : $\varphi_1 = 1{,}59$ și $\varphi_1 = 1{,}92$.

Evident valoarea $\varphi_1 = 1{,}92$ este mai corespunzătoare decît valoarea 1,59.

Dacă se consideră alunecările motoarelor electrice, relațiile de mai sus devine, în parte mai complexe, fără a se afecta în mod sensibil rezultatele. Într-adevăr notînd cu :

$s_{2(1)}$ — alunecarea motorului *2* la turația (1) ;
$s_{1(2)}$ — alunecarea motorului *2* la turația (2) ;
$s_{2(2)}$ — alunecarea motorului *1* la turația (2) ;
$s_{1(3)}$ — alunecarea motorului *1* la turația (3) ;
$s_{2(3)}$ — alunecarea motorului *2* la turația (3).

Se distinge alunecarea unui motor la aceeași turație a sa dar la turație diferită a verigei antrenate, din cauza încărcărilor diferite.

Analog celor mai sus, sistemul (7) devine :

$$\begin{aligned} n_{3(1)} &= n_3 = Bn_2(1-s_{2(1)}) ; \\ n_{3(2)} &= \varphi_1 n_3 = An_1(1-s_{1(2)}) + Bn_2(1-s_{2(2)}) ; \\ n_{3(3)} &= \varphi_1 \cdot \varphi_2 n_3 = A2n_1(1-s_{1(3)}) + Bn_2(1-s_{2(3)}) ; \end{aligned} \tag{14}$$

de unde analog relației (8) rezultă :

$$\varphi_2 = 2 - \frac{1-s_{2(2)}+s_{2(3)}}{\varphi_1(1-s_{2(1)})} \tag{15}$$

Pentru rapoartele puterilor se obțin de asemenea expresii analoage relațiilor (9) și anume :

$$\begin{aligned} K_{(1)} &= 0 ; \\ K_{(2)} &= \varphi_1 \cdot \frac{1-s_{2(1)}}{1-s_{2(2)}} - 1 ; \\ K_{(3)} &= 2\frac{1-s_{2(2)}}{1-s_{2(3)}}\left[\varphi_1 \cdot \frac{1-s_{2(1)}}{1-s_{2(2)}} - 1\right] ; \end{aligned} \tag{16}$$

Deoarece în cazul încercării la puterile nominale

$$s_{2(1)} = s_{2(2)} - s_{2(3)} \tag{17}$$

rezultă că valorile limită care separă domeniile de încărcare, deduse mai sus în funcție de φ_1 din relațiile (12) și (13), rămîn valabile și cînd se ține cont de alunecările motoarelor electrice. Rapoartele de încărcare însă, după cum se observă din relații, (16) — față de (9) — se modifică în măsură redusă.

III. VERIFICAREA EXPERIMENTALĂ

Verificarea experimentală a celor demonstrate mai sus s-a efectuat simplificat, pe strunguri model SP 25, verificînd raportul *K*.

Considerînd riguros, ar fi fost necesar ca să se măsoare puterile, respectiv momentele și turațiile la verigile de intrare *1* și *2*. Este însă practic

imposibil a efectua în acest mod măsurătorile din cauza dispunerii constructive a mecanismului de însumare în cutia de viteză a acționării principale. Ca urmare s-a recurs la măsurarea puterilor absorbite de electromotoare de la rețea — N_{AE1}, respectiv N_{AE2} *)

În aceste condiții raportul K al puterilor, conform relațiilor (5) este :

$$K = \frac{N_{AE1} \cdot \eta_{EM1} \cdot \eta_{TR1}}{N_{AE2} \cdot \eta_{EM2} \cdot \eta_{TR2}} \tag{18}$$

în care :

η_{EM1} și η_{EM2} sînt randamentele totale, efective ale electromorului *1* și respectiv *2* ;

η_{TR1} și η_{TR2} — randamentele totale ale transmisiilor intermediare între electromotorul *1* și mecanismul de însumare și respectiv între electromotorul *2* și același mecanism.

Deoarece variația acestor randamente în funcție de încărcare este complexă, s-a considerat pentru simplificare că

$$\eta_{EM1} \cdot \eta_{TR1} \approx \eta_{EM2} \cdot \eta_{TR2}$$

și deci s-a admis că egalitatea :

$$K = \frac{N_1}{N_2} \approx \frac{N_{AE1}}{N_{AE2}} \tag{19}$$

este satisfăcută cu erori admisibile pentru a se verifica relațiile deduse.

Măsurarea puterilor N_{AE1} și N_{AE2} s-a efectuat simultan cu cîte o trusă Wattmetrică pentru fiecare electromotor. Trusele au fost conectate după siguranțele fuzibile ale fiecărui electromotor, între acestea și wattmetre fiind numai contactele pentru una din turații, contacte a căror impedanță este neglijabilă.

Încărcarea electromotoarelor s-a realizat prin procesul normal de lucru. În acest scop s-au ales regimuri de așchiere convenabile, efectuîndu-se citiri simultan pentru cele două motoare la un regim constant. Pentru o turație au fost efectuate măsurători începînd cu puterea de mers în gol și apoi la diferite încărcări, crescînd pînă ce unul din motoare ajunge la un consum de putere în jurul celei nominale și apoi o depășea în oarecare măsură.

Evident au fost considerate datele pentru o grupă de turații, respectiv pentru turațiile (2) și (3), fără a efectua schimbări în celelalte grupe multiplicatoare — W_2, $W_3 \ldots W_k$ în figura 1.

*) Măsurătorile au fost efectuate la U.C.M. Reșița.

Valorile astfel obținute pentru grupa cu turațiile de eșire la arborele principal 680 rot/min și 1 000 rot/min și avînd $\varphi_1 = 1{,}92$, sînt trecute în tabelul 2, puterile fiind în Kw.

Tabelul 2

$N_{1(2)}$	$N_{2(2)}$	$K_{1(2)}$	$N_{1(3)}$	$N_{2(3)}$	$K_{1(3)}$	Observații
1,04	2,3	0,45	2,1	2,24	0,95	In gol
3,1	4,6	0,675	6,1	4,1	1,49	Încărcare prin aşchiere
4,82	6,6	0,73	8,8	5,6	1,57	
8,24	10,5	0,785	9,66	6,1	1,58	
8,5	10,6	0,802	11,8	7,1	1,66	
9,1	11,5	0,795	15,9	8,8	1,81	
9,3	11,6	0,802	19,4	10,6	1,83	

Valorile teoretice ale rapoartelor K, date de relația (9), sînt :

$$K_{(2)} = 0{,}92 \text{ și } K_{(3)} = 1{,}84.$$

Pentru puteri în jurul celei nominale, se observă din tabelul 2, că prin măsurători au rezultat valorile medii :

$$K_{(2)} = 0{,}8 \text{ și } K_{(3)} = 1{,}82.$$

Diferențele se datoresc aproximărilor introduse prin egalitatea (31) și neglijării alunecărilor.

La puteri diferite mult de cele nominale, rapoartele $K_{(2)}$ și $K_{(3)}$ au valori mult deosebite de cele teoretice, deoarece randamentele și alunecările se schimbă mult cu puterea.

Relațiile (9) fiind verificate astfel experimental, confirmă restul relațiilor și deducțiilor teoretice pentru această grupă multiplicatoare.

IV. CONCLUZII

Pe scurt, se poate conchide că puterile electromotoarelor celor două verigi motoare nu pot fi utilizate în mod rațional la toate trei treptele de turație.

Astfel chiar la adoptarea unui electromotor cu două turații avînd puterea dublă la turația mare (deci la $x = 2$), la prima treaptă dată de grupă — la turația de eșire (1) — acest motor fiind blocat, existența sa nu este fructificată.

La turațiile de eșire (2) și (3), cînd motorul cu 2 turații are $x = 2$, puterile nominale ale ambelor motoare pot fi utilizate complet la valori determinate ale raților, însă cuplul constant la diferitele turații medii și ridicate ale unei mașini-unelte nu este rațional pentru o acționare principală.

Utilizarea puterilor nominale este practic imposibilă la ambele turații (2) și (3), cînd $x<2$ și cînd această utilizare depinde de rația între două turații. Astfel de exemplu pentru $\varphi_1=1{,}92$ (adoptat la modelul SP 25), nu se poate utiliza, la turația (2) 16%, iar la turația (3) 22% din puterea nominală a celor două motoare, procentaj determinat din cele de mai sus și care depășește cu mult indicațiile existente în literatură [2].

Cele trei turații — (1), (2) și (3) — nu pot constitui o serie geometrică cu abateri în limitele tolerabile.

În exploatarea mașinii, dezavantajele privitoare la utilizarea puterilor sînt mai accentuate, datorită faptului că regimurile de așchiere instalate pe mașini sînt frecvent stabilite cu rezerve de putere, caz în care pierderile însumate la cele două electromotoare sînt mai mari, decît la grupele cu un singur motor de antrenare.

Existența diferitelor puteri disponibile la diferite turații, îngreunează evident și stabilirea operativă a unor regimuri de așchiere corespunzătoare.

Parametrii constructivi ai acestei grupe, adoptați la modelul SP 25 al trustului MAS (ČSR) nu au valorile optime, iar puterile de ești din mecanismul de însumare, date de constructorii mașinei, nu corespund realității.

Din analiza expusă se poate afirma că utilizarea acestei grupe multiplicatoare în acționările principale ale mașinilor-unelte este în general dezavantajoasă și perspectivele sale sînt reduse.

BIBLIOGRAFIE

1. MAS., Helbautomatisch Kopier-drehmaschinen mit programsteuerung SP 25. Betriebsanleitung. Č.S.R. 1961.
2. A. S. Pronikov, Rasciot i konstruirovanie metallorejuścih stankov. Moscova, V.S. 1962 (p. 113—114).

ВОЗМОЖНОСТ МНОЖИТЕЛЬНОЙ ГРУППЫ С ДВУХ НЕЗАВИСИВЫХ ДВИГАТЕЛЬНЫХ ЗВЕНЬЕВ И СУММИРУЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ТРЕХ СТУПЕНЕЙ СКОРОСТИ ВРАЩЕНИЯ

(РЕЗЮМЕ)

Подобные агрегаты используются в коробках скоростей некоторых копировальных станков (SP 25) с частичным програмным управлением для изменения числа оборотов на ходу под нагрузкой. Доказывается, невозможность получения числа оборотов в геометрической рядов и рационального использования мощности двигателя. Производится экспериментальная проверка вышесказанного и делается вывод что перспективы применения этого группа ограничены.

DIE MOGLICHKEITEN DER MULTIPLIKATIONSGRUPPEN MIT 2 UNABHÄNGIGEN MOTOREN KETTENGLIEDER UND DAS ADITIONSMECHANISMUS ZUR ERHALTUNG VON 3 GESCHWINDIGKEITEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Solche Gruppen werden bei Getriebekasten von Kopierdrehbänken (SP 25) mit geteilten Steuerung nach Programm verwendet, um die Drehzahlen unter Ladung im Laufe der Funktion umzustellen. Es wird bewiesen dass Drehzahlen in geometrischer Reihe, wie auch eine vernunftgemässige Verwendung der Leistung von Elektromotoren, nicht erlangen werden können. Das Bewiesene wird durch einen Versuch nachgeprüft, der noch einmal anzeigt dass die Perspektiven dieser verwendeten Lösung begrenzt sind.

STUDIUL CARACTERISTICILOR STRATULUI DE SUPRAFAȚĂ OBȚINUT LA DURIFICAREA PRIN SCÎNTEI ELECTRICE A PIESELOR DIN OSC10 CU ALIAJ DUR P.10

DE

A. NANU, N. ACHIMESCU, I. VEGA

1. INTRODUCERE

Durificarea cu scîntei electrice este un procedeu electrotehnologic de mărire a durității unei piese metalice prin depunerea pe suprafața acesteia cu ajutorul scînteilor electrice a unor elemente de aliere, prin alierea stratului superficial și schimbarea structurii acestuia.

Pentru durificare se folosește ca generator de impulsuri un generator RC, de tipul celor utilizate la electroeroziunea cu scîntei, de data aceasta cu polaritate inversă, piesa de durificat fiind legată la catod iar electrodul la anod (fig. 1.1).

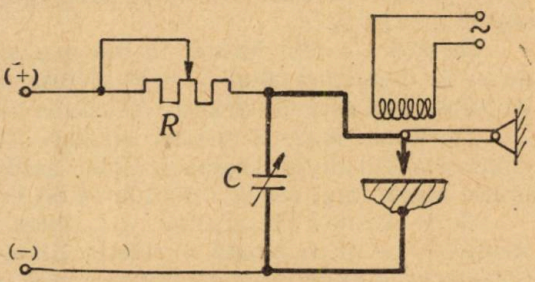


Fig. 1.1. Schema de principiu a durificării prin scîntei electrice.

Impulsurile de curent realizate prin descărcărî între electrod și piesă sînt condiționate în cazul durificării și de o mișcare vibratorie dată electrodului-sculă. Descărcările nu pot avea loc decît la apropierea acestuia la o distanță disruptivă corespunzătoare tensiunii circuitului de lucru deci a tensiunii de încărcare a condensatorului. Aceste descărcări sînt urmate de o perioadă mică de un scurtcircuit, timp în care se stabilește un contact direct între piesă și electrod.

În urma prelucrării în acest fel a suprafeței unei piese, se obține un strat superficial de duritate mare rezistent la coroziune și mai ales, rezistent la uzură.

Stratul durificat privit la microscop prezintă două pături caracteristice, intim legate între ele : un strat exterior alb foarte greu decapabil și un substrat cu structură modificată față de metalul de bază.

2. CONSIDERAȚIUNI ASUPRA MECANISMULUI FORMĂRII STRATULUI DURIFICAT

Cu privire la mecanismul formării stratului durificat prin scîntei electrice în literatura de specialitate nu există o concepție unitară. Din ipotezele adesea contradictorii emise de diverși autori, la ora actuală majoritatea cercetătorilor admit că au loc următoarele fenomene :

— la apropierea electrozilor, sub acțiunea diferenței de potențial, spațiul dielectric dintre aceștia este străpuns formîndu-se un canal de conductivitate ionică cu o mare degajare de căldură prin care se scurge întreaga cantitate de sarcină electrică acumulată pe armăturile condensatorului. Conform ipotezei lui Palatnik [1] la fiecare descărcare, în cîmpul termic rezultat se disting pe anod mai multe zone :

— o zonă centrală trecută prin „explozie" în stare de vapori, o zonă mijlocie trecută în stare lichidă și o zonă periferică în stare solidă, a cărei temperatură depășește temperatura critică de transformare austenitică.

După B. A. Lazarenko [4] vaporii de metal rezultați la anod sînt ionizați de către electronii accelerați și formează un contracurent de ioni care sînt transportați în canalul descărcării la catod unde se condensează, difuzează în metalul de bază și cristalizează.

În același timp difuzează și ionii de azot proveniți din moleculele disociate din aer și transportați în coloana scînteii împreună cu ionii metalici.

Procesul prezentat, este însoțit după cum arată L. I. Popilov [2] de procese chimice care duc la formarea carburilor și carbonitrurilor precum și de procese termice care duc la apariția structurilor de călire, mai cu seamă în substrat.

Stratul alb este format în cea mai mare parte din materialul electrodului de durificare aliat cu azot și dintr-o parte mică de material de bază, iar substratul este un strat de difuziune călit.

Duritatea mare a acestor straturi face piesele foarte rezistente la uzură mărind durabilitatea sculelor așchietoare și organelor de mașini în limtie foarte largi (de la 2 pînă la 14 ori [1]).

G. P. Ivanov [1] afirmă : „... între durabilitatea sculei și adîncimea stratului durificat există o relație liniară. Acest fapt este confirmat de numeroasele experiențe făcute de autor, prin care s-a dovedit că odată cu creșterea adîncimii stratului durificat prin scîntei electrice, crește corespunzător și durabilitatea sculei așchietoare durificate".

Pe baza rezultatelor obținute, mai mulți cercetători [1], [2], [3], [5] au studiat durificarea prin scîntei electrice a unei game largi de oțeluri utilizate fie în construcția sculelor așchietoare fie în construcția organelor de mașini.

Majoritatea lucrărilor referitoare la durificarea sculelor așchietoare se ocupă cu determinarea durabilității acestora, fără a se ocupa de interdependența dintre durabilitate și caracteristicile stratului.

Cum cercetările s-au orientat în special asupra oțelurilor de scule aliate și datorită faptului că oțelul nealiniat de scule, în special OSC10, este cel mai utilizat din această categorie la confecționarea sculelor așchie-

toare din oțel nealiat, autorii prezentei lucrări și-au propus să studieze mărirea durabilității sculelor așchietoare din OSC10 prin durificarea lor cu aliajul dur P10 (recomandat în literatura de specialitate drept un foarte bun electrod de durificare).

3. ÎNCERCĂRI EFECTUATE

Durificarea s-a efectuat cu o instalație Sprinthor 3, pe suprafețe de 40 mm^2, la 48 epruvete din oțel OSC10 recopt.

S-au utilizat 3 regimuri de putere electrică introdusă în circuitul de lucru : 130, 160 și 200 W.

S-a variat durata specifică de durificare în treptele : 0,3 ; 0,5 ; 1 ; 2 ; 3 ; 4 ; 5 și 6 s/mm^2.

S-au folosit electrozi de dimensiunile $2 \times 2 \times 30$ mm, debitați anodomecanic din plăcuțe P10.

Probele durificate în condițiile amintite au fost supuse examinării metalografice pentru determinarea structurii și adîncimii stratului durificat. Scoaterea în evidență a structurii s-a realizat folosind ca reactiv nitalul cu o concentrație de 5% HNO_3 deoarece reactivul recomandat în literatura de specialitate [1] nu a dat rezultate favorabile. Pentru a nu rotunji muchiile probei, aceasta s-a inclus într-un material de masă plastică (romacryl).

Examinarea microscopică s-a efectuat cu un microscop vertical MIM-7 la treptele de mărire $100\times$, $270\times$, $340\times$ și $600\times$.

Pentru fiecare probă au fost determinate adîncimea stratului alb și a substratului (de difuziune) la măriri de $100\times$.

Caracterul structurii s-a cercetat la același microscop la măririle de $340\times$ și de $600\times$.

Microduritatea stratului a fost măsurată la un aparat PTM-3 cu o sarcină de 50 gf asupra stratului alb, substratului și materialului de bază.

Valorile numerice prezentate în lucrare sînt media aritmetică a 10 măsurători.

4. REZULTATELE OBȚINUTE

4.1. Observațiuni calitative generale

Examinarea microscopică a confirmat asemănarea dintre stratul durificat și straturile nitrurate.

Calitativ s-a pus clar în evidență existența celor două straturi (fig. 4.1).

Se observă că structura stratului alb nu se pune în evidență microscopic deoarece stratul nu a putut fi atacat.

La mărirea de $600\times$ s-a evidențiat structura substratului ca fiind un complex de constituenți în care predomină structuri de călire, de tipul martensitei și troostitei aliate cu azot și elemente din materialul electrodului (fig. 4.2).

Ca o consecință duritatea stratului modificat este mai mare decît a metalului de bază fenomen evidențiat în figura 4.3 prin mărimea amprentelor lăsate de palpatorul microdurimetrului.

Fig. 4.1. Microstructura stratului durificat la oțelul OSC10 cu aliaj dur P10 ; 270 ×:
1 — Strat alb; 2 — substrat; 3 — material de bază.

Fig. 4.2. Microstructura stratului de difuziune la oțelul OSC10 durificat cu aliaj dur P10 ; 600×.

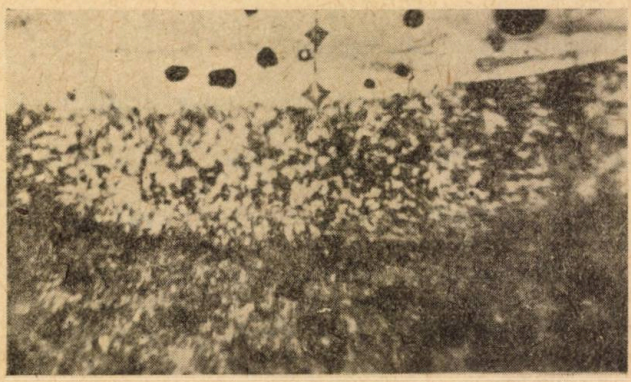


Fig. 4.3. Amprente ale palpatorului microdurimetrului în stratul durificat și metalul de bază.

4.2. Interdependența dintre adîncimea stratului, puterea regimului electric și durata durificării

Din figura 4.4 rezultă că la orice durată specifică de durificare (t_s în s/mm²) adîncimea totală a stratului (H_t în μ) crește cu puterea electrică introdusă în circuitul de lucru.

Aceasta se datorește faptului că odată cu creșterea puterii se mărește sarcina electrică transportată prin canalul descărcării și deci transportul polar de material de la anod și din mediul înconjurător. O cantitate mai mare din materialul anodului se va depune pe catod formîndu-se astfel stratul alb (fig. 4.5).

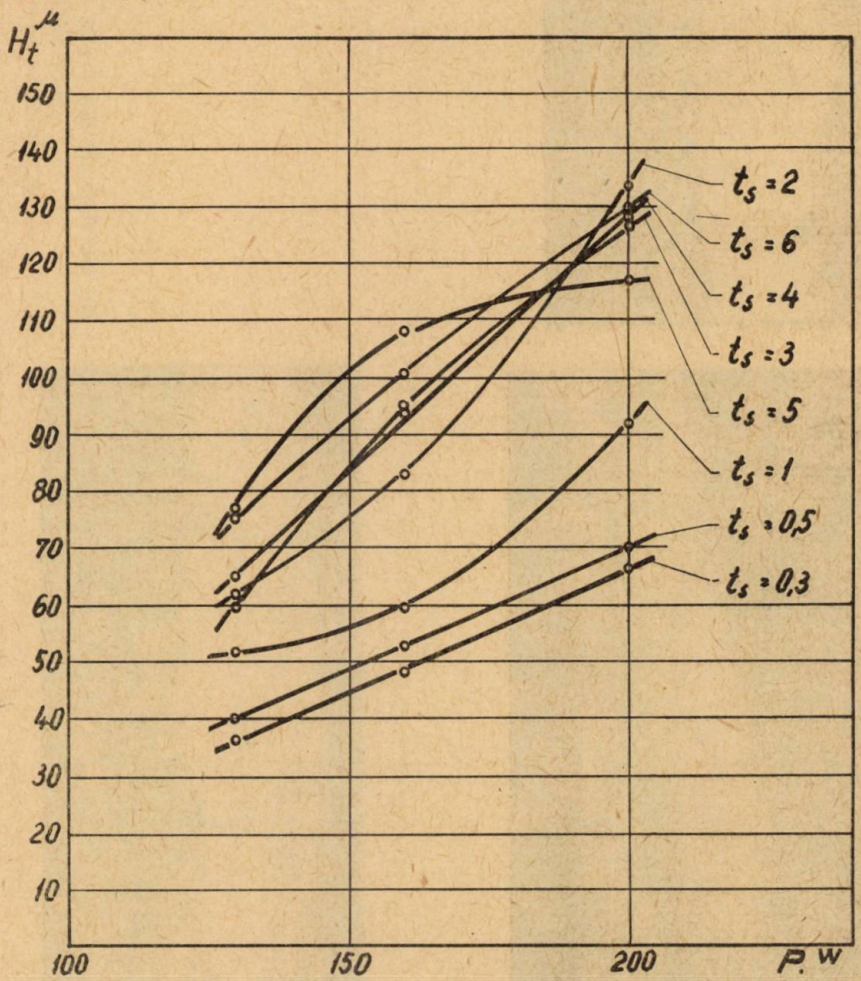
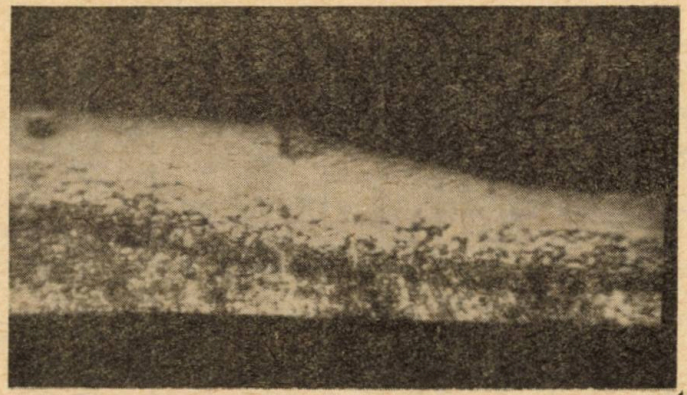
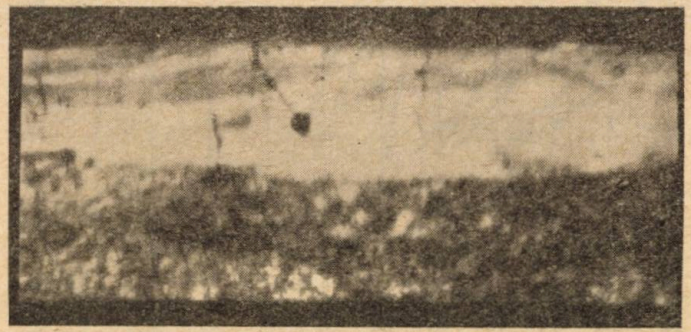


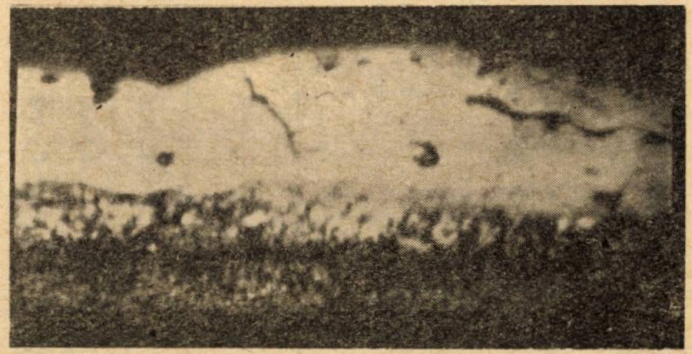
Fig. 4.4. Variația adîncimii stratului durificat cu puterea regimului de prelucrare.



a



b



c

Fig. 4.5. Porțiuni din stratul alb obținut la $t_s = 2$ S/mm² și puteri diferite ; 340 × :
a — la 130 W; *b* — la 160 W; *c* — la 200 W.

În același timp crește și grosimea substratului pentru că adîncimea pe care se încălzește metalul crește cu puterea. Temperatura substratului crește atît în contul descărcărilor de putere mai mare cît și a efectului Joule-Lenz corespunzător perioadei de scurtcircuit, favorizînd fenomenele de difuziune și schimbare de structură pe o adîncime mai mare.

Adîncimea stratului depinde și de timpul de durificare.

Din graficele prezentate în figura 4.6 se observă că grosimea totală a stratului variază între 36 μ (la 130 W și o durată specifică de durificare t_s=0,3 s/mm²) pînă la 130 μ (la 200 W și t_s=6 s/mm²).

Din analiza interdependenței dintre adîncime, putere și durată specifică în cazul oțelului OSC10 durificat cu aliaj dur P10 rezultă :

1) Cu creșterea puterii introduse în circuitul de lucru adîncimea totală a stratului crește în primul rînd pe seama creșterii stratului de difuziune. Spre exemplu pentru t_s =3 s/mm² coeficientul de adîncime al stratului de difuziune K_d (raportul dintre adîncimea totală și adîncimea stratului alb $K=\frac{H_t}{H_1}$) este 1,8 la P=130 W, 2,2 la P=160 W și 2,6 la P=200 W.

2) Cu creșterea timpului de durificare, pînă la o durată specifică t_s =2 ... 3 s/mm² adîncimea stratului durificat crește mult. La o durată specifică mai mare adîncimea crește foarte încet (fig. 4.6).

3) Studiul microscopic arată că la straturi obținute cu t_s =2 s/mm² stratul durificat nu este continuu. La straturi obținute la durată specifică mare (4, 5, 6 s/mm²) se prezintă un început de degradare, în special în zona stratului alb care apare afînat, cu multe incluziuni gazoase și cu fisuri (fig. 4.7).

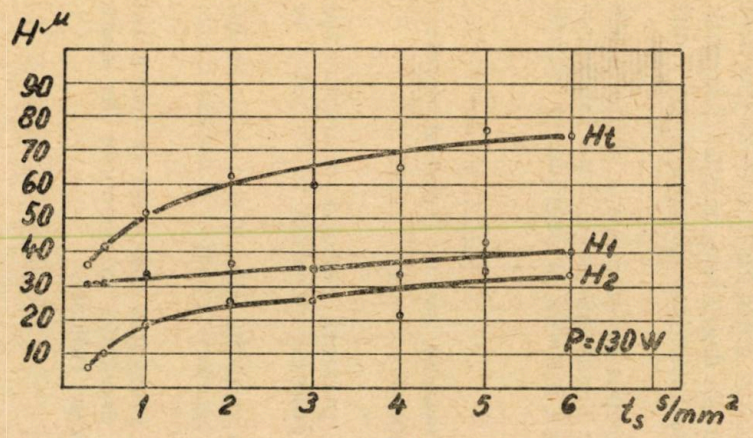
Se observă de asemenea zone de început de eroziune a stratului alb (fig. 4.8) ceea ce arată că o prelungire a durificării poate duce la distrugerea progresivă a acestui strat, în ultimă instanță la degradarea întregii piese durificate.

4.3. Interdependența dintre microduritatea stratului, puterea regimului electric și durata durificării

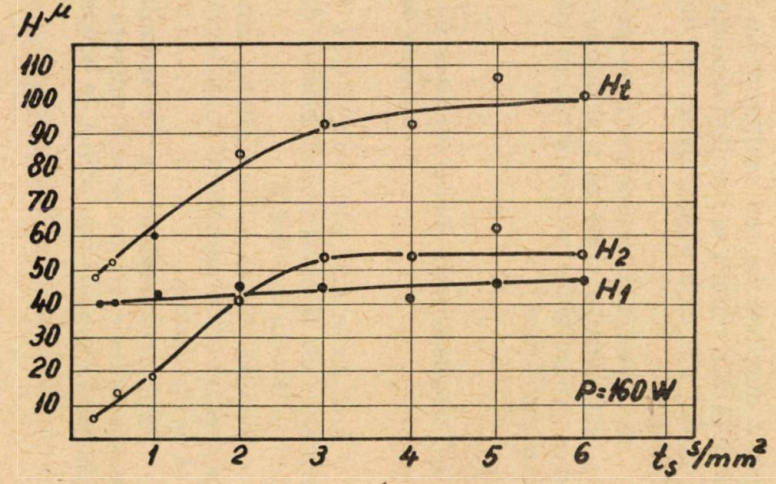
În figurile 4.9, 4.10, 4.11 și 4.12 se prezintă variația microdurității stratului alb și substratului funcție de puterea introdusă în circuitul de lucru și durata durificării.

Rezultă clar că microduritatea atît a stratului alb cît și a substratului variază invers proporțional cu puterea regimului electric și durata specifică de durificare.

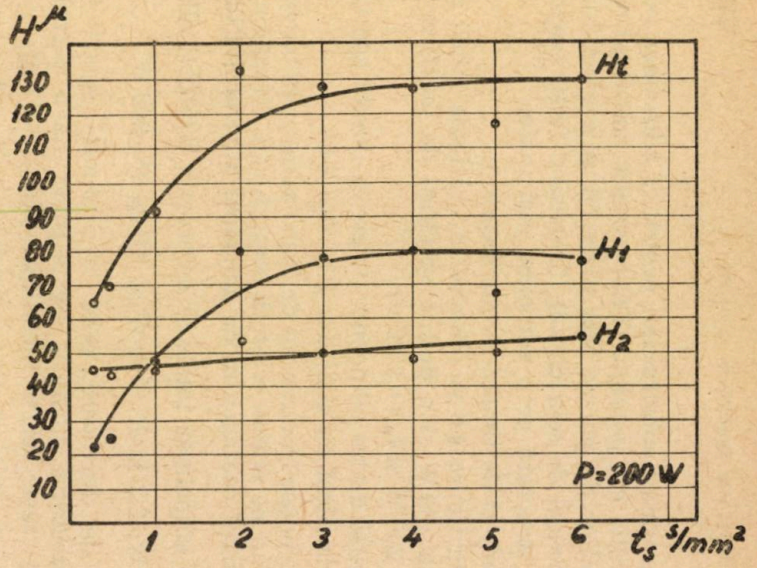
Explicarea calitativă a fenomenului prezentat este pusă în literatura de specialitate [1] pe seama micșorării densității în elemente de aliere difuzate în straturi mai adînci, la temperaturi ridicate.



a



b



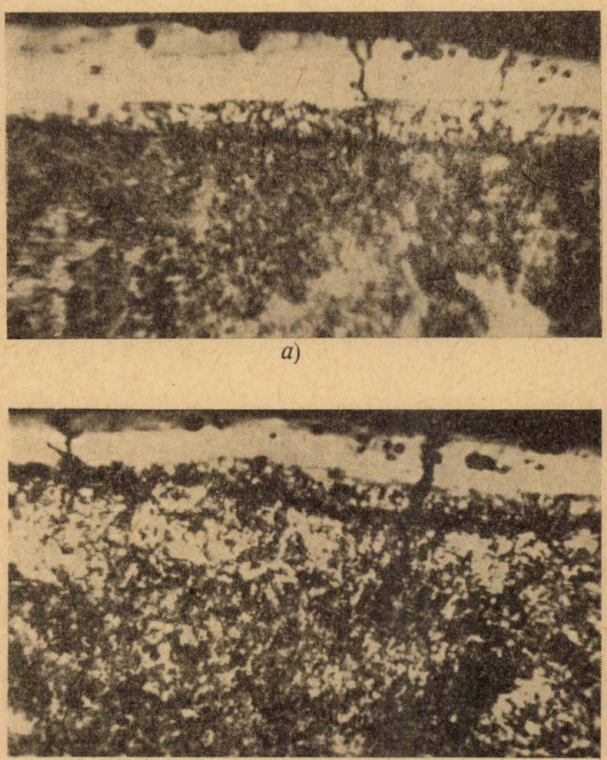
c

Fig. 4.6. Variația adîncimii straturilor durificate, cu durata specifică de durificare :

H_1 — adîncimea stratului alb; H_2 — adîncimea substratului și H_t — adîncimea totală.

Rezultatele obținute de autori arată că și oțelul OSC10 durificat cu P10 se comportă din punct de vedere al durității stratului în mod similar cu alte categorii de oțeluri durificate cu scîntei electrice.

În ceea ce privește influența duratei specifice de durificare asupra microdurității, se observă că la durate specifice mai mari de 3 S/mm² apare o scădere mai pronunțată a lui H_v. La aceste durate pe lîngă o difuzie mai pronunțată a elementelor de aliere apar și fenomene de revenire parțială.



a)

b)

Fig. 4.7. Aspectul stratului durificat : *a* — la t_S=5 s/mm²; *b* — la t_S=6 s/mm².

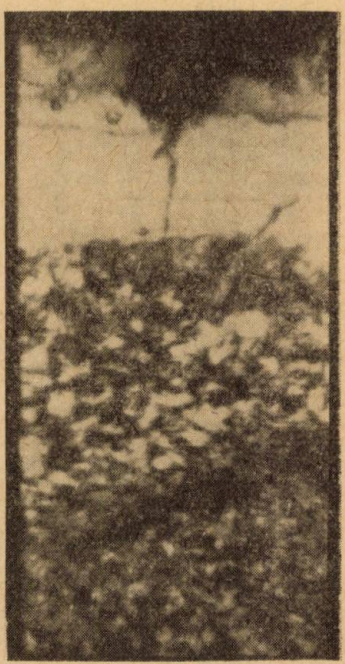


Fig. 4.8. Zonă de început de degradare a stratului alb.

În figura 4.13 se prezintă variația microdurității pe adîncimea stratului la cele trei regimuri electrice aplicate.

În toate cazurile duritatea maximă s-a obținut în substrat (substratul de la regimul I fiind cel mai dur). Cum însă durabilitatea este funcție și de adîncimea stratului care crește odată cu puterea electrică din spațiul de lucru, pentru cazul studiat se recomandă regimul III (200 W).

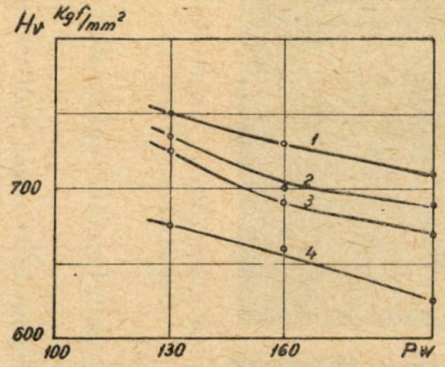


Fig. 4.9. Microduritatea stratului alb în funcție de puterea regimurilor electrice și de durata durificării :
1=0,5 s/mm²; *2*=2 s/mm²; *3*=3 s/mm²; *4*=5 s/mm².

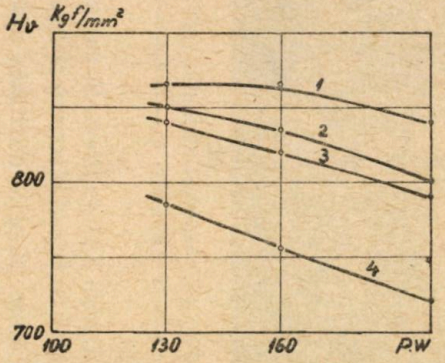


Fig. 4.10. Microduritatea substratului în funcție de puterea regimurilor electrice și de durata durificării :
1=0,5 s/mm²; *2*=2 s/mm²; *3*=3 s/mm²; *4*=5 s/mm².

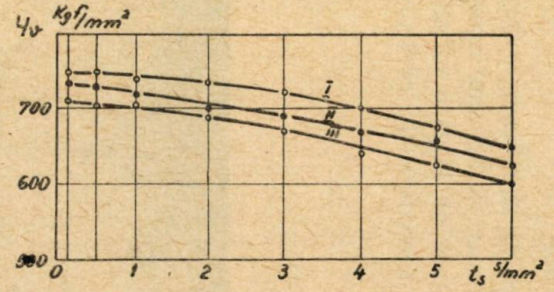


Fig. 4.11. Variația microdurității stratului alb în funcție de durata specifică a durificării :
I=130 W; *II*=160 W; *III*=200 W.

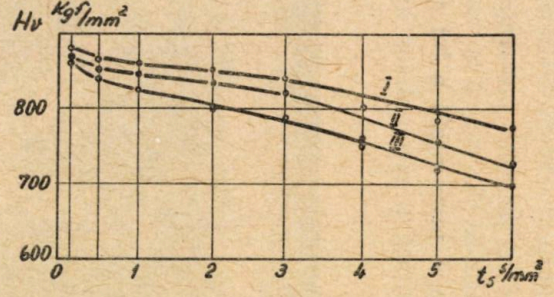


Fig. 4.12. Variația microdurității substratului în funcție de durata specifică a durificării :
I=130 W; *II*=160 W; *III*=200 W.

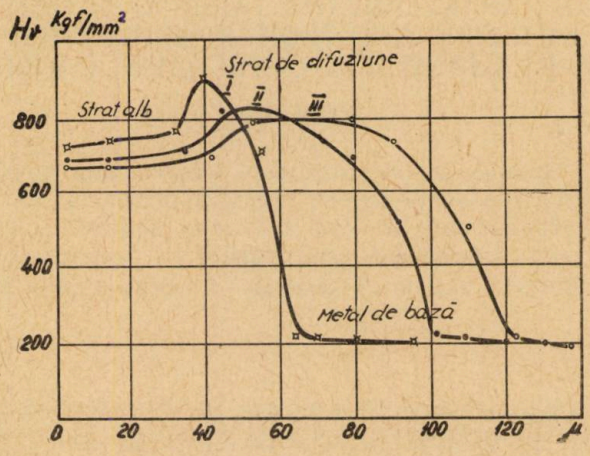


Fig. 4.13. Microduritatea stratului durificat în funcție de adîncime :
I=130 W; *II*=160 W; *III*=200 W.

V. CONCLUZII

În cazul durificării prin scîntei electrice, a pieselor din oțel OSC10 cu aliaj dur P10, adîncimea stratului durificat crește cu puterea electrică din circuitul de lucru și cu durata specifică de durificare. În schimb microduritatea variază invers. Cum însă la asigurarea durabilității suprafeței durificate contribuie atît adîncimea cît și microduritatea, alegerea regimului de durificare trebuie să se facă în funcție de ambii parametrii. În cazul studiat microduritatea variind în limite strînse, parametrul predominant rămîne adîncimea stratului.

Regimul optim de durificare a pieselor din oțel OSC10 cu aliaj dur P10 la o instalație Spinthor 3 este $P=200$ W și $t_s=2\ldots3$ S/mm^2.

BIBLIOGRAFIE

1. G. P. Ivanov, *Durificarea prin scîntei electrice* (tr. din l. rusă) Ed. Tehnică 1963, p. 48, 57, 63—78, 121—127, 150—194, 296—302, 311—325, 329—331.
2. L. I. Popilov, *Prelucrarea electrică a metalelor* (tr. din l. rusă) Ed. Tehnică 1956, p. 383—396.
3. G. P. Ivanov, *Structura, duritatea și adîncimea stratului durificat cu scîntei electrice*. I.D.T. culegere de art. (tr. din l. rusă) p. 100—113.
4. B. P. Lazarenko, N. I. Lazarenko, *Fizica iscrovo sposoba obrabotki metallov*, TBTI 1946, p. 5—16.
5. P. V. Macinev, *Întărirea sculelor aşchietoare prin prelucrarea cu scîntei electrice* (tr. din l. rusă) I.D.T. Maşghiz 1952, p. 7—10.
6. D. J. Cyssau, *L'usinage et le ducissement par étincelage*. Paris 1958, p. 79—86. 125—130.

ИЗУЧЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ПОЛУЧЕННОГО ПРИ ЭЛЕКТРОИСКРОВОМ УПРОЧНЕНИЕМ ДЕТАЛЕЙ ИЗ СТАЛИ OSC 10 ТВЕРДЫМ СЛОВОМ Р. 10

(РЕЗЮМЕ)

Излучается процесс электроискового упрочнения поверхности деталей из стали OSC 10 электродом из твердого сплава Р 10.

Для рассмотриваемого случая показано изменение свойств упрочненных поверхностных слоев в зависимости от электрического режима, технологии процесса и делаются выводы об оптимальном режиме упрочнения.

L'ÉTUDE DES CARACTÉRISTIQUES DE LA COUCHE SUPERFICIELLE OBTENUE AU DURCISSEMENT PAR ÉTINCELLES ÉLECTRIQUES DES PIÈCES DE OSC10 AVEC ALLIAGE DUR P10

(RÉSUMÉ)

On étudie le procés de durcissement par étincelles électriques des surfaces des pièces d'acir OSC10 avec électrode en alliage dur P10.

On présente pour le cas étudié, la variation des propriétés des couches superficielles dont le durcissement dépend du régime électrique et de la technologie du procés et on conclut sur le meilleur régime de durcissement.

CONTRIBUȚII LA STUDIUL OȚELURILOR ALIATE CU 9% Ni, FOLOSITE LA —195 °C

DE

M. TRUȘCULESCU

1. INTRODUCERE

În ultimele două decenii a crescut interesul pentru utilizarea industrială a oțelurilor la temperaturi joase.

Actualmente oțelurile feritice aliate cu nichel au largă întrebuințare în transportul și stocajul gazelor naturale lichefiate, în construcția avioanelor stratosferice și în instalațiile speciale din industria chimică și petrochimică.

În funcție de temperatura și condițiile de lucru oțelurile feritice conțin de la 2,5 la 9% Ni. Pentru temperaturi de lucru de —195 °C oțelul aliat cu 9% Ni are o comportare bună, fapt care a determinat folosirea lui cu precădere.

Avantajul mare ce se realizează în transportul și stocajul gazelor naturale lichefiate poate fi reliefat printr-un singur exemplu : un metru cub de metan lichid eliberează 630 m^3 de gaz după reîntoarcerea lui la condițiile normale.

Dat fiind cantitățile mari de gaze naturale ale țării noastre și industria chimică în plin avînt s-a considerat utilă cercetarea acestor categorii de oțeluri.

Fie ca acest început modest să ducă la deschiderea drumului fabricării și utilizării oțelurilor aliate cu 9% Ni și în industria noastră.

2. ALEGEREA COMPOZIȚIEI OȚELURILOR

Mulți autori [1], [2] recomandă ca oțelurile feritice folosite la temperaturi foarte scăzute (—195 °C) să aibă conținutul în carbon cît mai mic posibil iar cel de nichel de 8,5 . . . 9,5%.

Ținînd seama de aceste recomandări s-au elaborat 3 mărci de oțeluri, la care s-a variat procentajul de carbon. Oțelurile au fost elaborate într-o instalație „Balzers“ tip VSG25, sub un vid de $8 \cdot 10^{-4} \ldots 1 \cdot 10^{-3}$ mm · Hg.

Analiza chimică efectuată pe smiprodus indică următorul conținut în elemente de aliere (tabelul 2.1).

Tabelul 2.1

Reper	Compoziția chimică %					
	C	Mn	Si	S	P	Ni
1	0,085	0,24	0,02	0,005	0,010	9,12
2	0,145	0,27	0,02	0,005	0,012	9,12
3	0,315	0,14	0,01	0,006	0,010	9,12

Lingourile au fost forjate în bare de secțiune 16×16 mm. Regimul optim de forjare fiind determinat cu ajutorul unei mașini speciale „Gleeble", folosindu-se metoda indicată în lucrarea [3].

3. STUDIUL TRATAMENTULUI TERMIC

3.1. Curbele de transformare izotermă (T.T.T.) și anisotermă (C.C.T.)

Tratamentul termic al oțelurilor cu 9% Ni a format obiectul unor importante studii, care au fost larg difuzate [4], [5].

Dat fiind particularitatea oțelurilor elaborate de noi, s-au întreprins studii dilatometrice detaliate spre a se vedea influența conținutului în carbon asupra transformărilor structurale.

Aceste încercări au permis trasarea curbelor izoterme și anisoterme (fig. 3.1 ; 3.2, *a* și *b* ; 3.3, *a* și *b*) ; din a căror analiză se desprind rezultatele (tabelul 3.1).

Tabelul 3.1

Reper	Temperatura °C					Timp minim de incubație. min.	Duritatea HV	Observații
	AC_3	AC_1	M_S	M_f	B_S			
1	651	602	350	—	—	—	—	izoterm
				250 ... 100	480	—	225 ... 350	anizoterm
2	713	572	325	—	—	0,65		izoterm
				115	520	—	180 .. 400	anizoterm
3	694	602	231	—	—	1,5		izoterm
				0	500	—	200 ... 350	anizoterm

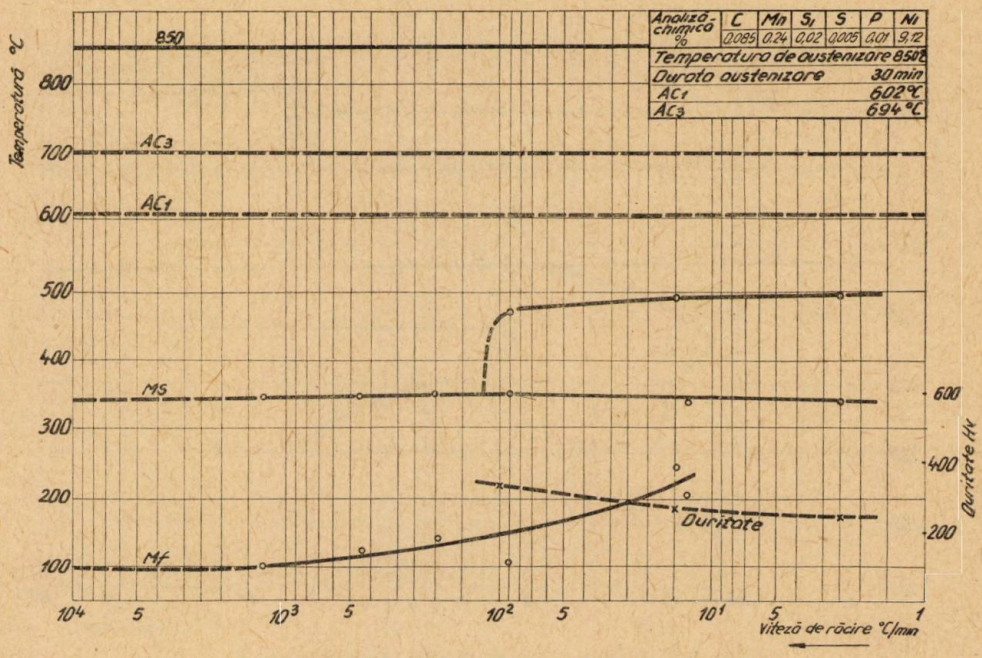


Fig. 3.1. Oțel 1. Diagrama la răcire continuă.

Varierea conținutului în carbon influențează temperaturile punctelor critice de transformare, călibilitatea și domeniul de apariție a diferiților constituenți structurali.

Mărirea conținutului în carbon lărgește domeniul fazei γ — efect gamagen — acționînd mai puternic asupra temperaturii punctului critic AC_3 și fără a influența sensibil poziția punctului AC_1 (tabelul 3.1).

Temperaturile începutului și sfîrșitului transformării martensitice sînt mat coborîte la oțelurile cu conținut mai ridicat în carbon, fapt care contribuie la creșterea cantității de austenită reziduală.

Transformarea bainitică începe la temperaturi mai ridicate și după o perioadă de incubație mai mare pe măsura creșterii conținutului în carbon (fig. 3.1 ; 3.2, *b* ; 3.3, *b*).

În cazul oțelurilor studiate transformarea perlitică nu este sesizată nici la răciri cu viteze mici de 2,5 °C/min.

Diagramele izoterme pun în evidență transformarea perlitică — cotul perlitic apare la temperatura de 460 °C (fig. 3.2, *a* și 3.3, *a*).

La temperaturi superioare de 460 °C, sfîrșitul transformării perlitice n-a fost pus în evidență nici după 36 ore de menținere izotermă (fig. 3.2, *a* și 3.3, *a*).

Timpul minim de incubație se mărește pe măsura creșterii conținutului în carbon (de la 0,65 min la 1,5 min) (fig. 3.2, *a* și 3.3, *a*).

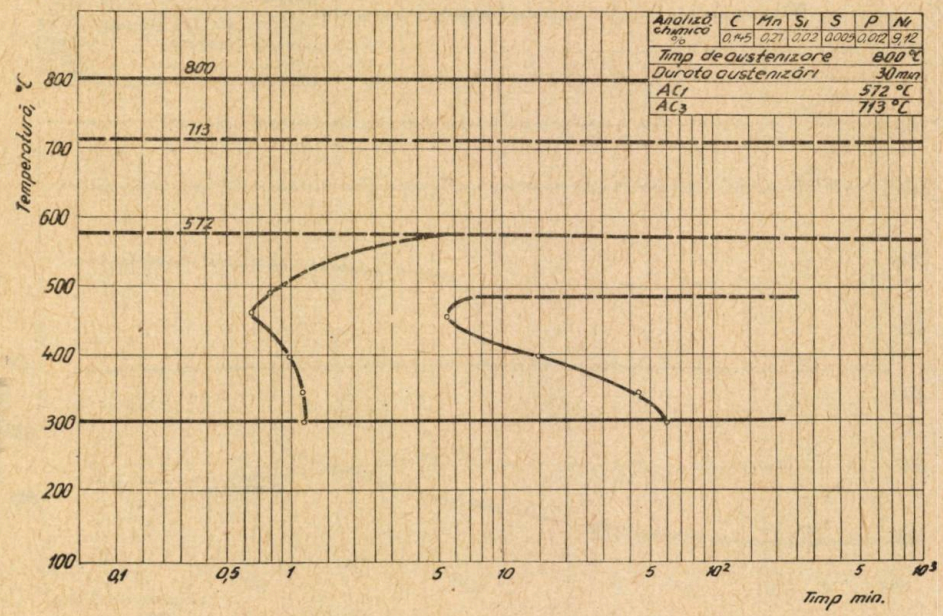


Fig. 3.2. *a*. Oțel 2. Diagrama la răcire izotermă.

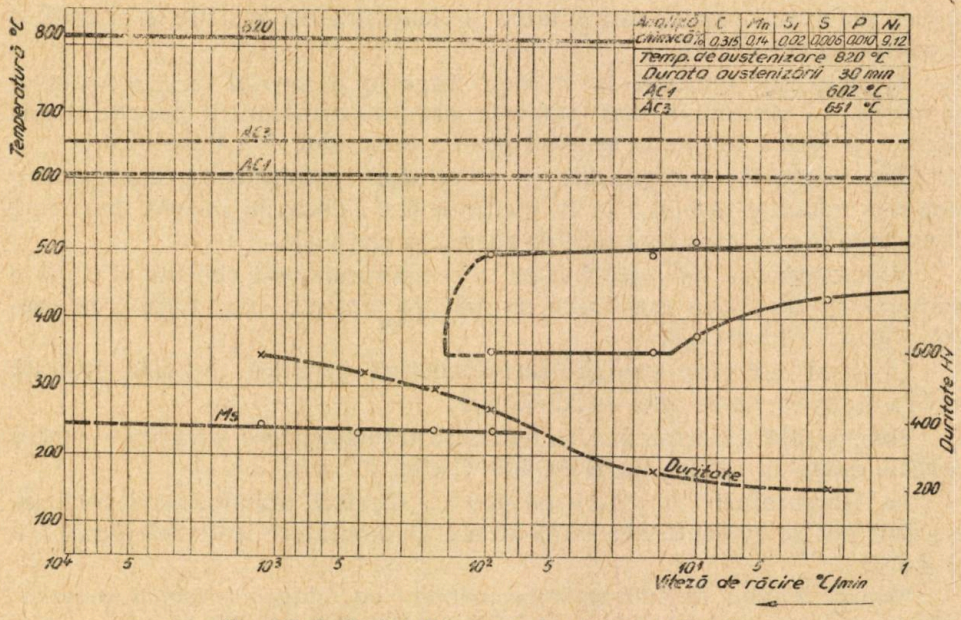


Fig. 3.2. *b*. Oțel 2. Diagrama la răcire continuă.

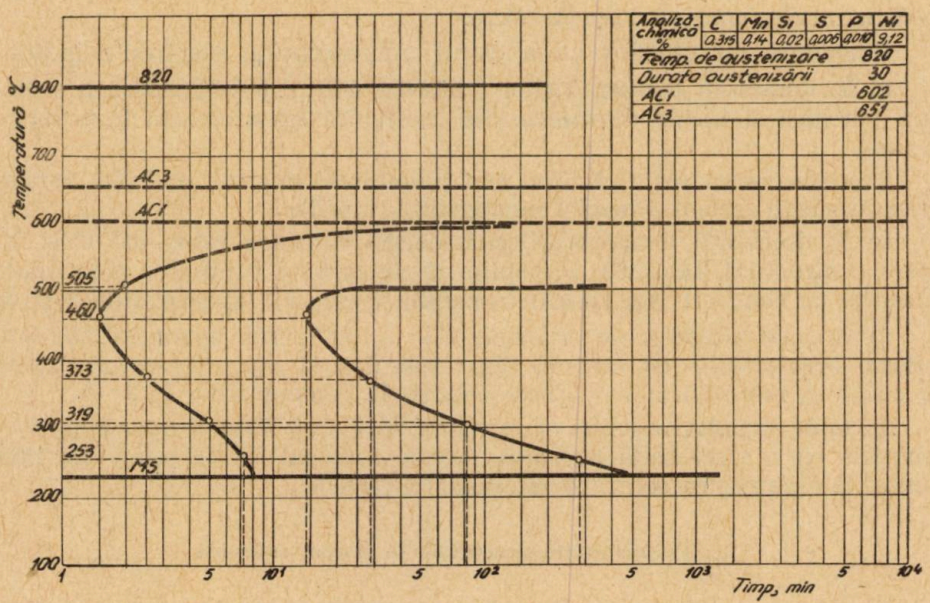


Fig. 3.3. *a*. Oțel 3. Diagrama la răcire izotermă.

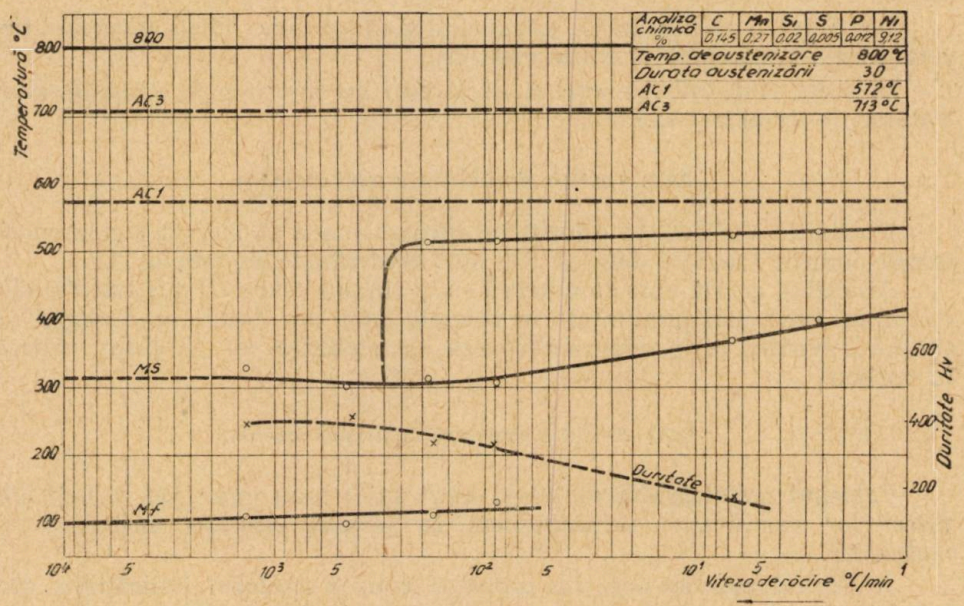


Fig. 3.3. *b*. Oțel 3. Diagrama la răcire continuă.

În același timp viteza critică crește de la 120 °C/min la 160 °C/min modificînd diametrele critice de călire.

Examenul structurilor cu ajutorul microscopului electronic indică :

a) În domeniul temperaturilor izoterme 460 ... 505 °C apare o structură perlitică și insule de martensită (austenită transformată la o răcire bruscă).

Transformarea perlitică fiind mai pronunțată în cazul oțelului cu conținut scăzut în carbon (Planșa I micrografiile 1 și 2).

b) În domeniul temperaturilor izoterme cuprinse între 460 °C și M_s apare o structură bainitică. Precipitările de carburi fiind mai pronunțate la oțelul cu conținut mai ridicat în carbon (Planșa I micrografiile 3 și 4).

c) În zona vitezelor de răcire de 2,5 ... 160 °C/min apare bainita granulară. Precipitările de carburi fiind mai fine și mai disperse în oțelul cu conținut mai ridicat în carbon (Planșa II, micrografiile 1, 2, 3).

În toate structurile (chiar și la viteze de 7 ... 8 °C/min) apar zone care seamănă cu o martensită revenită. Aceste zone au un caracter mai pronunțat la oțelurile cu conținut mai mare în carbon.

3.2. Transformări structurale în timpul revenirii

În cursul revenirii oțelurilor aliate cu 9% Ni se poate forma austenită chiar și la temperaturi de revenire inferioare punctului de transformare convențional AC_1. O menținere îndelungată la temperaturi inferioare sau egale cu AC_1 produce o evoluție lentă a structurii : sorbita formată din martensită se transformă progresiv în austenită [5], [6], [7], [8].

Dat fiind particularitățile oțelurilor studiate s-au făcut încercări de verificare a mecanismului arătat mai sus.

În acest scop cele trei mărci de oțeluri au fost supuse următoarelor tratamente termice (tabelul 3.2).

3.2.1. *Variația durității în cursul revenirii*

Durităţile Vickers ale diferitelor epruvete care au suferit tratamentul termic indicat mai sus (tabelul 3.2) sînt centralizate în tabelul 3.3.

Analizînd aceste date se observă că în timpul revenirii duritatea scade continuu, fiind mai pronunțată în primele două ore. Scăderea durității în timpul revenirii este mai accentuată la oțelurile cu conținut ridicat în carbon.

3.2.2. *Evoluția structurii în timpul revenirii*

Folosind metalografia optică și electronică s-au examinat structurile diferitelor eșantioane, urmărindu-se în special apariția austenitei și carburilor.

Analizînd microstructurile probelor tratate conform indicațiilor din tabelul 3.2 se constată :

PLANȘA I

Nr. 1. × 3 000

505 °C
OȚEL 2

Nr. 2. × 3 000

OȚEL 3
488 °C

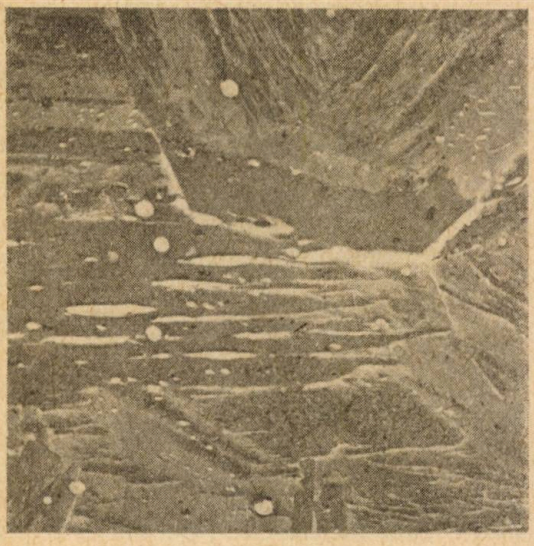
Nr. 3. × 3 000

341 °C

Nr. 4. × 3 000

319 °C

STRUCTURI DUPĂ RĂCIRE IZOTERMĂ
Replică : Formvar
Umbrire : Germaniu



Nr. 1. × 3 000

OȚEL 1
v_r =90 °C/min

OȚEL 2
v_r =80,6 °C/min

Nr. 2. × 3 00

Nr. 3. × 3 000

OȚEL 3
v_r =90,9 °C/min

STRUCTURI LA RĂCIRE ANIZOTERMĂ
Replică : Formvar
Umbrire : Germaniu

Tabelul 3.2

Reper	Călire			Revenire		
	t °C	τ_{men} min	Răcire	t °C	τ_{men} h	Răcire
1	850	30	apă	500 / 525 / 550 / 575	2 ; 4 ; 6 ;	apă
2	800	30	apă	500 / 525 / 550 / 575	2 ; 4 ; 6 ;	apă
3	820	30	apă	500 / 525 / 550 / 575	2 ; 4 ; 6 ;	apă

Tabelul 3.3

Temperatura de revenire °C	Timp de menținere h	Duritatea HV		
		Oțel 1	Oțel 2	Oțel 3
Stare călită		323	396	561
500	2	247	263	269
	4	247	252	263
	6	242	252	257
525	2	252	252	263
	4	242	242	257
	6	232	242	247
550	2	238	247	252
	4	227	242	247
	6	227	237	237
575	2	227	247	247
	4	223	242	242
	6	219	232	237

a) Revenirea oțelurilor cu 9% Ni la temperaturi mai mari de 500 °C favorizează recristalizarea și precipitarea carburilor. Precipitarea carburilor este mai intensă la limitele foștilor grăunți de austenită (Planșa III).

La oțelurile cu un conținut ridicat în carbon se observă coalescența carburilor la limitele foștilor grăunți de austenită (Planșa III și IV).

Ridicarea temperaturii sau duratei de revenire favorizează precipitarea carburilor.

b) Urmărind evoluția austenitei reziduale în cursul revenirii se observă :

— la temperaturi de 500 °C și durata de menținere două ore, insulele de austenită sînt mai puțin numeroase decît după călire (Planșa III 1 a, 2 a, 3 a ; Planșa IV) ;

— la temperaturi mai mari sau durate mai lungi de revenire numărul insulelor de austenită este din ce în ce mai mare (planșa III) ;

— oțelurile cu conținut mai ridicat în carbon prezintă după revenire o cantitate mai mare de austenită.

Mărirea conținutului în carbon a oțelurilor aliate cu 9% Ni provoacă coborîrea punctelor critice AC_3 și M_s, creșterea perioadei de incubație, favorizînd astfel mărirea cantității de austenită reziduală.

În timpul revenirii se favorizează precipitarea și coalescența carburilor și formarea austenitei, fapt care poate duce la diminuarea rezilienței la temperaturi scăzute de lucru.

4. PROPRIETĂȚILE MECANICE ALE OȚELURILOR

Oțelurile aliate cu 9% Ni fiind destinate folosirii la temperaturi foarte joase (—195 °C) este interesant de a se cunoaște variația proprietăților lor mecanice la diferite temperaturi de lucru.

În încercările făcute s-a urmărit variația rezilienței și caracteristicilor mecanice (rezistența la rupere, limita elastică, alungire, gîtuire) atît la temperaturi ridicate cît și la temperaturi joase.

Epruvetele de tracțiune și reziliență au fost supuse unui tratament termic care a ținut seama de concluziile anterioare (paragraful 3).

Parametrii călirii fiind astfel aleși încît să permită obținerea unei structuri martensitice (fig. 3.1. 3.2. *b* și 3.3. *b*).

Revenirea s-a făcut la temperaturi și durate de menținere favorabile obținerii unei cantități cît mai mici de austenită reziduală și unei precipitări fine de carburi (550 °C/2h/aer).

4.1. Încercări de reziliență

Încercările de reziliență s-au făcut pe epruvete Charpy V ($10 \times 10 \times 50$ mm) și valorile medii pe cel puțin două epruvete sînt trecute în tabelul 4.1.

Curbele de variație a rezilienței în funcție de temperatura încercării (fig. 4.1) sînt calitativ comparabile.

PLANȘA III

T_{rev} 500 525 550 575 °C

2 2 2 2 h

a *b* *c* *d*

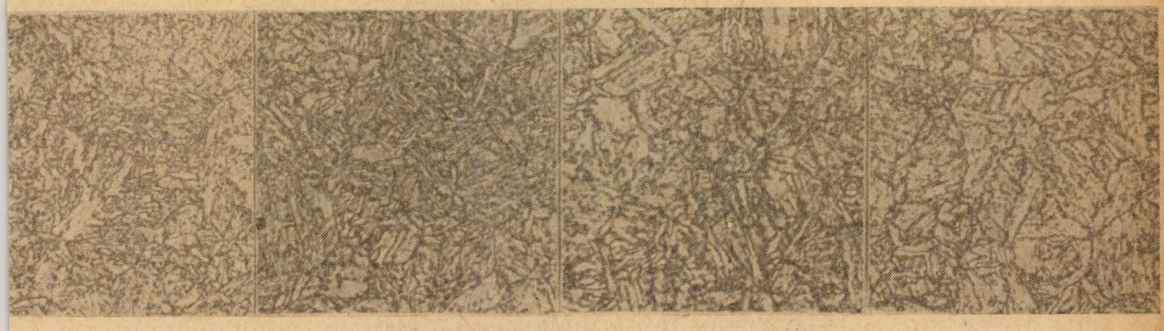
Nr. 1. × 500

OȚEL 1

a *b* *c* *d*

Nr. 2. × 500

OȚEL 2

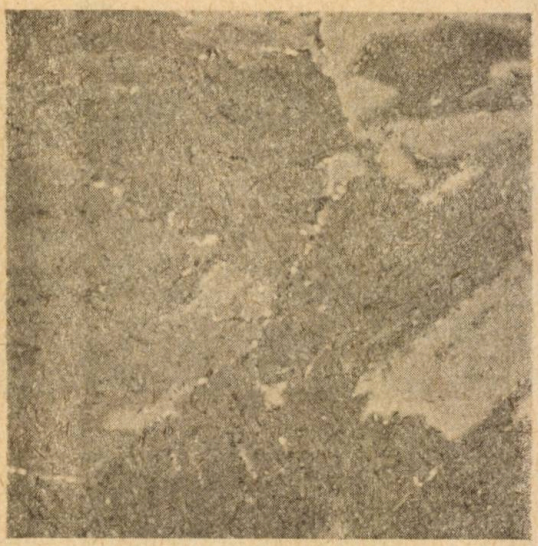


a *b* *c* *d*

Nr. 3. × 500

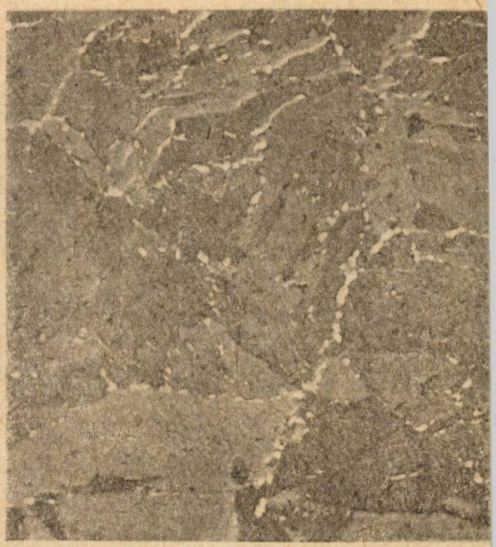
OȚEL 3

STRUCTURI DUPĂ REVENIRE LA DIFERITE TEMPERATURI



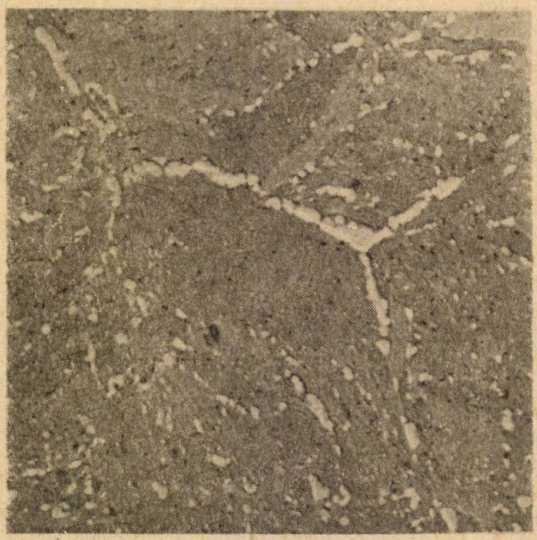
Nr. 1. × 3 000

OȚEL 1



Nr. 2. × 3 0

OȚEL 2



Nr. 3. × 3 000

OȚEL 3

STRUCTURI DUPĂ REVENIRE LA 500 °C timp de 2 ore

Replică : Formvar

Umbrire : Germaniu

Tabelul 4.1

Reper	Temperatura încercării, °C						
	—195	—110	—80	—30	20	50	100
	Energia absorbită în kg m						
1	17,50	21,60	23,45	23,95	27,4	28,00	28,00
2	8,70	18,15	19,40	20,25	22,90	23,00	23,20
3	2,75	8,33	8,60	9,55	11,1	11,00	11,40

Creșterea conținutului în carbon face ca rezilienta să scadă puternic la temperaturile de încercare sub zero grade (fig. 4.1). În aceleași condiții de încercare oțelul cu 0,085% C are la —195 °C reziliență de 17,5 kgf/cm^2 iar oțelul cu 0,31% C are 2,75 kgf/cm^2.

Diminuarea rezilienței poate fi atribuită cantității de austenită formate în timpul revenirii [9], și formei și repartiției carburilor formate în cursul revenirii [5].

Austenita are o fragilitate mai mare în raport cu ferita, iar pe de altă parte ea nu este stabilă și la temperaturile joase de încercare se transformă în martensită, fapt care ar explica diminuarea accentuată a rezilienței.

Oțelul cu conținut ridicat în carbon avînd o cantitate mai mare de austenită după revenire și o aglomerare a carburilor la limitele foștilor grăunți de austenită (Planșa III și IV) are o reziliență mai mică la temperaturi scăzute.

Oțelurile aliate cu nichel sînt cunoscute că au tenacitate mare la temperaturi scăzute, proprietate care este atribuită prezenței nichelului în soluția solidă : ferită.

Proprietățile favorabile la temperaturi scăzute ale oțelurilor aliate cu 9% Ni sînt proprii matricei lor feritice [5]. Spre a creia condiții favorabile acțiunii acestei matrice este necesar de a dizolva carburile defavorabile în insulele de austenită sau de a le precipita sub formă nedefavorabilă, pornind de la insule de martensită [5].

Această din urmă ipoteză s-a verificat în cursul încercărilor efectuate și a dus la obținerea unor rezultate satisfăcătoare (fig. 4.1).

4.2. Încercări de tracțiune

Folosind epruvete ϕ 4×32 mm (norme AFNOR) s-a făcut încercări de tracțiune pe o mașină tip MG 3 (sistem P. Chevenard) care are caracteristicile : $F_t = 2\,500$ kg ; $v_t = 2{,}1$ mm/min.

Epruvetele încercate au suferit același tratament termic ca și cele de reziliență și au fost încercate într-o gamă largă de temperaturi (—195 ... 350 °C).

Variația caracteristicilor mecanice în funcție de temperatura încercării s-a reprezentat în figura 4.2. luîndu-se în considerare valoarea medie a trei epruvete.

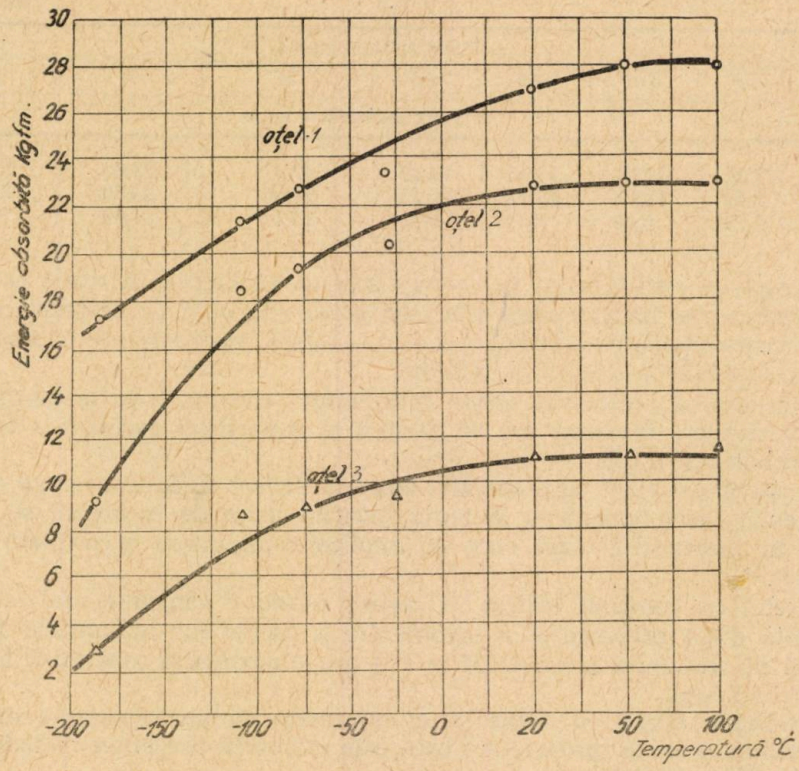


Fig. 4.1. Variația rezilienței în funcție de temperatura încercării.

Din analiza acestor curbe se desprinde :

a) Rezistența la rupere și limita elastică scad continuu în zona temperaturilor de —195° . . . 150 °C și peste 250 °C, iar în intervalul de 150 . . . 250 °C din contră sînt în creștere.

b) Ridicarea conținutului în carbon mărește rezistența la rupere și limita elastică, iar alungirea și gîtuirea sînt micșorate. La oțelurile cu conținut mai mare în carbon caracteristicile mecanice sînt mult mai puternic influențate de temperatura de încercare.

Temperaturile joase de încercare și durata de menținere de 20 min la aceste temperaturi favorizează transformarea în martensită a unei cantități mai mari de austenită reziduală și ca urmare cresc rezistența la rupere și limita elastică, iar alungirea și gîtuirea scad.

Creșterea rezistenței la rupere și a limitei elastice în zona temperaturilor de 150 . . . 250 °C poate fi atribuită fenomenului de reversiune al martensitei revenite [10]. La aceste temperaturi se favorizează dizolvarea particulelor fine de carburi separate în cursul încălzirii și ca urmare se mărește gradul de tetragonalitate al martensitei.

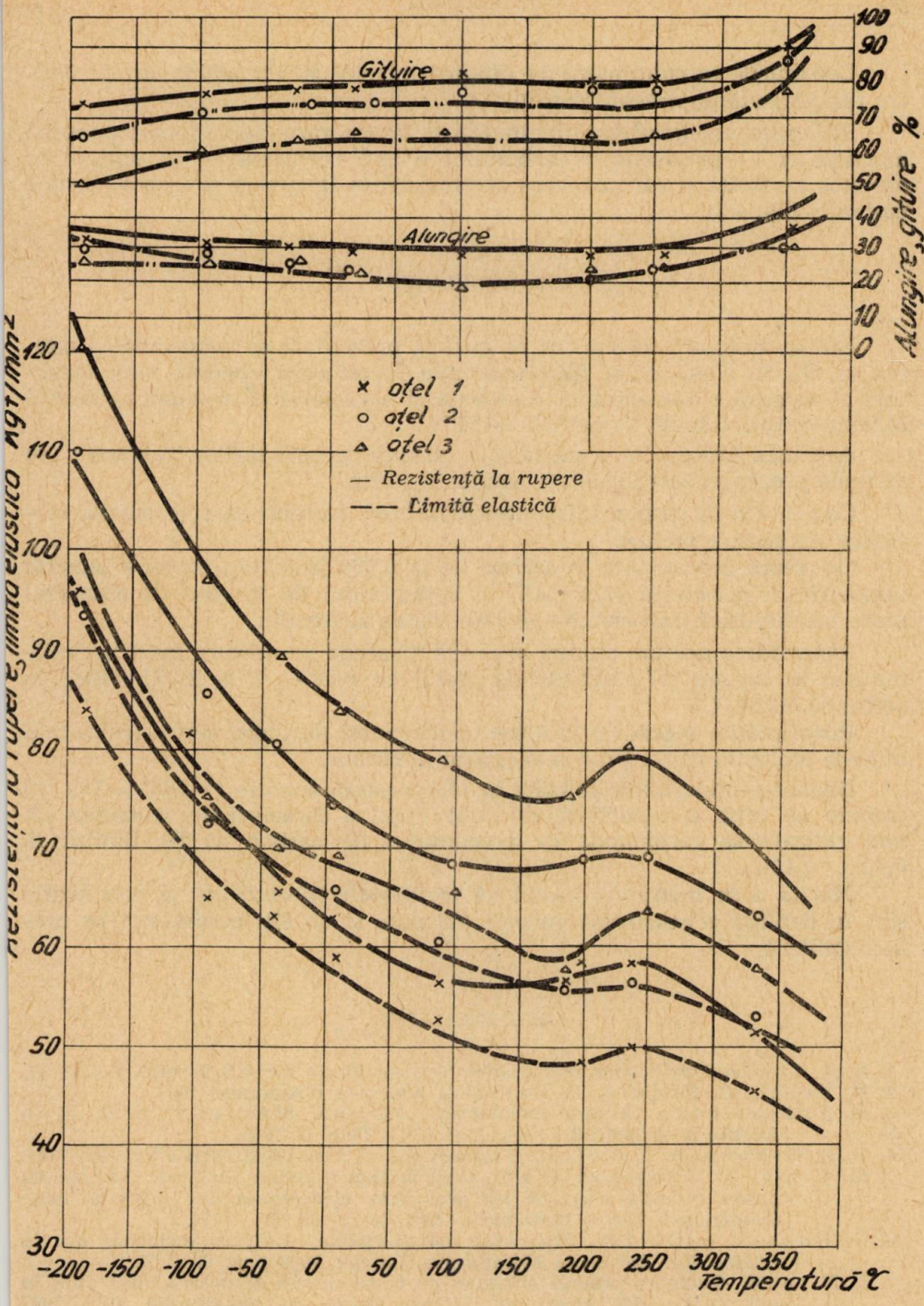


Fig. 4.2. Variația caracteristicilor mecanice.

Cercetările în continuare cu ajutorul razelor X vor aduce dovezi pentru fundamentarea acestei ipoteze.

Ridicarea temperaturii de încălzire favorizează apoi descompunerea martensitei — precipitarea carbonului e mai completă — se obține un amestec de ferită și carburi, care are rezistența la rupere și limita elastică mai mici (fig. 4.2).

5. CONCLUZII

Din ansamblul încercărilor ce au fost prezentate se desprinde că alierea cu 9% Ni a oțelurilor hipoeutectoide favorizează apariția unor structuri ce asigură o remarcabilă rezilienţă și caracteristici mecanice ridicate la temperaturi scăzute de lucru : —195 °C.

Acțiunea favorabilă a nichelului asupra proprietăților mecanice se atribuie prezenței sale în soluție solidă, în ferită.

Conținutul în carbon influențează în mod deosebit caracteristicile mecanice ale acestor oțeluri.

Creșterea procentului în carbon de la 0,085 la 0,31% coboară sensibil temperatura punctului critic AC_3 și a punctului de început de transformare martensitică, favorizîndu-se stabilitatea austenitei.

Tenacitatea acestor oțeluri la —195 °C scade pe măsura măririi conținutului în carbon (17,5 kgf/cm^2 la oțelul cu 0,085% C și 2,75 kgf/cm^2 la oțelul cu 0,31% C).

Proprietățile mecanice la orice temperatură de lucru sînt sensibil mai bune la oțelurile cu conținut mai ridicat în carbon.

Deoarece materialele folosite la temperaturi scăzute (—160...—195 °C) trebuie să aibă o tenacitate cît mai bună și caracteristici mecanice cît mai ridicate se recomandă ca procentajul de carbon să fie limitat la 0,10 ... 0,15%.

Merită a se menționa faptul că rezultatele încercărilor și concluziile sînt în deplină concordanță cu cele obținute și de alți cercetători pe oțeluri similare.

BIBLIOGRAFIE

1. R. H. Aborn, Low carbon martensites. Transaction of the A.S.M. 1956, Vol 48, 51.
2. H. Veron, C. Roques, P. Bastien, Journées d'Automne 1960.
3. M. Trușculescu, Asupra forjabilității oțelurilor aliate cu 9% Ni și 4% Co folosite la temperaturi joase. Bul. I.P.T. Tom. II, 1965.
4. G. R. Brophy, A. J. Miller, Transactions of the A.S.M. 1949 ; Vol. 41, 1185.
5. M. Kron, A. Constant și alții, Contribution à l'etude du mode d'action du nickel (jusqu'à 9%) sur les propriétés mecaniques des aciers à basse température. Revue Metallurgie 1961, 58 nr. 12 901 ... 914.
6. G. Roques, I. Dollet, Propriétés métallurgiques et leurs incidence sur la soudabilité. Revue de Métallurgie, Janvier 1963 pag. 60 ... 75.
7. I. Pitaud, Quelques progrés effectués ou cours de ces dérniers années dans la métallurgie des aciers au nickel. Revue de Métallurgie Juin 1963 pag. 545 ... 556.

8. P. Legendre, Recherches expérimentals sur la formation d'austénite dans les aciers reches en nickel. Memoires scientifiques. Revue Métallurgie LXI nr. 1 1964.
9. T. N. Armstrong, G. R. Brophy, Some properties of 8,5% Ni Steel. American Society of Mechanical. Engineers held at Hauston, Texas (october 1947).
10. A. P. Guleaev, Iavlenie vozvrata pri otpuskevîsokouglerodistoi stali. „Trudi Moskovskogo vecernevo Maşinostroitelinogo instituta". Vîp. II 1955.

К ИССЛЕДОВАНИЮ ЛЕГИРОВАННЫХ СТАЛЕЙ С 9% Ni, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПРИ ТЕМПЕРАТУРЕ — 195 °С.

(РЕЗЮМЕ)

Используя данные опубликованные в зарубежной литературе, вырабатываются стали содержащие 9% Ni с различным содержанием углерода и изучается их поведение при низких температурах.

При помощи изотермических (T.T.T.), анизотермических (C.C.T.) кривых и электронной металлографии выявляется особое влияние содержания углерода на структурные превращения в металле.

Испытания на ударную вязкость и на разрыв, произведенные в широком интервале температур (—195 ... 350 °С) показали, что стали обладают хорошей вязкостью и высокими механическими свойствами даже и при очень низких температурах.

CONTRIBUTION À L'ÉTUDE DES ACIERS ALLIÉS À 9% Ni, UTILISÉS A —195 °C

(RÉSUMÉ)

En employant les données puliés dans autres pays on mis en oeuvre d'aciers alliés à 9% Ni et le pourcentage du carbone variable et on étudit leur comportement aux basses températures.

A l'aide des courbes isothermes (T.T.T.) et anisothermes (C.C.T.) et de la métallographie électronique on met en évidence l'influence du carbone sur les transformations structuraux.

Les éssais de résilience et de traction efectuées dans un large domaine de températures (—195 ... 350 °C) indiquent que les aciers ont une bonne ductilité et des propriétés mécaniques élevées même aux basses temperatures.

En conclusion les éssais montrent que les aciers alliés à 9% Ni et ayant 0,1 ... 0,15% C correspondent meilleur au but désiré.

CERCETĂRI PRIVIND FUNCȚIONAREA INJECTOARELOR TURBIONARE CU AER DE ÎNALTĂ PRESIUNE

DE

C. UNGUREANU, H. GUTMAYER, FR. NEISS

I. INTRODUCERE

În ultima vreme injectoarele cu aer de înaltă presiune sînt întrebuințate tot mai rar din cauza consumului mare de energie necesar pulverizării. Făcînd o comparație între diferite tipuri de injectoare de păcură se constată că la un injector unitar de 10 kg/h, pulverizarea cu aer de înaltă presiune dă un consum de 0,8 CP, cea de medie presiune 0,2 CP, injectorul rotativ 0,1 CP, iar cel mecanic numai 0,07 CP [1].

Cu toate acestea, injectoarele cu aer de înaltă presiune, asigurînd o pulverizare foarte fină a combustibilului cu o cantitate de aer de (10—25)% din cel necesar arderii, dau o flacără scurtă, compactă, cu proprietăți de radiație remarcabile, permițînd un domeniu foarte larg de reglare, fără ca valoarea coeficientului de exces de aer să depășească limitele obișnuite ($\lambda_f = 1{,}1$). Folosirea unei cantități reduse de aer primar pentru pulverizare, permite creșterea cantitativă a aerului secundar necesar definitivării procesului de ardere, care poate fi introdus la temperaturi de preîncălzire oricît de mari. Tocmai acesta este motivul principal pentru care în soluționarea convenției de colaborare cu Fabrica de sticlă Tomești, care prevedea elaborarea și încercarea unui injector corespunzător topirii sticlei cristal în creuzet, s-a recurs la un injector cu aer de înaltă presiune.

Condițiile impuse prin convenția mai sus amintită cereau elaborarea unui injector cu debit în jur de 60—80 kg/h, cu flacără scurtă, care să folosească pentru pulverizarea motorinei sau a combustibilului special, numai 15% din aerul necesar arderii, iar restul de aer secundar, preîncălzit la circa 600—800 °C într-un preîncălzitor ceramic, să fie introdus prin canalul 2, prevăzut cu clapeta de reglare 3 (vezi fig. 1).

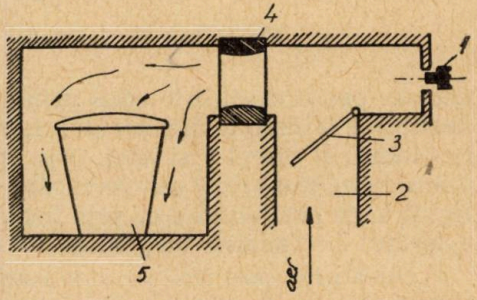


Fig. 1. Schema cuptorului pentru topirea sticlei în creuzet.

Combustibilul trebuia livrat de o instalație existentă la presiunea de maximum 3 ats.

Pentru a se evita spargerea creuzetelor în care se topește sticla, fenomen frecvent atunci cînd flacăra spală suprafața acestora, s-a preconizat dispunerea unui stabilizator de flacără din silimanit sub forma unui ajutaj convergent divergent.

2. DESCRIEREA INJECTORULUI. CARACTERISTICI FUNCȚIONALE

Pe baza condițiilor impuse, dintre soluțiile posibile, s-a adaptat un injector turbionar cu aer de înaltă presiune, de construcție originală (fig. 2).

Combustibilul sub presiune este adus prin țeava centrală *1* și iese sub forma unei vîne prin duza *2*, montată prin înșurubare în piesa *3*. Aerul

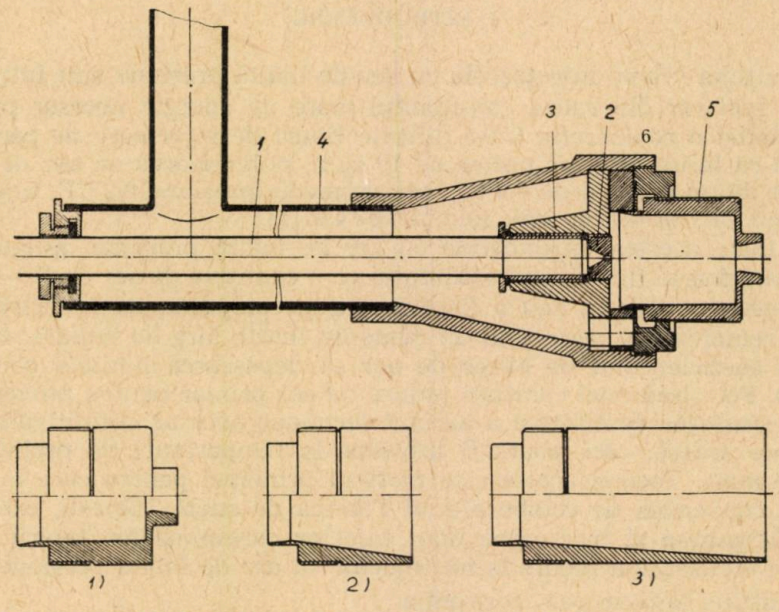


Fig. 2. Injector turbionar cu aer de înaltă presiune.

necesar pulverizării este adus prin spațiul inelar dintre conducta de combustibil *1* și corpul injectorului *4*, trece prin trei orificii dispuse la 120° în piesa *3* și discul *6* și apoi, prin trei canale tangențiale pătrunde în camera de turbionare. Piesa de capăt *5* a fost executată în trei variante (vezi fig. 2) și cu posibilitatea ca prin înșurubare să se varieze secțiunea de ieșire a aerului din canalele tangențiale.

Duza prin care iese vîna de combustibil a fost construită în patru variante avînd orificiul de ieșire circular cu diametrul 0,5 ; 1,0 ; 1,5 și 2,0 mm. În figura 3 este reprezentată dependența dintre debitul de lichid V_h (l/h),

suprapresiunea lichidului p (ats) și diametrul duzei d_0 (mm) stabilită pentru apă (linia continuă) și pentru un amestec de 50% apă și 50% glicerină (linia întreruptă). Se constată că la același diametru al duzei, debitul de

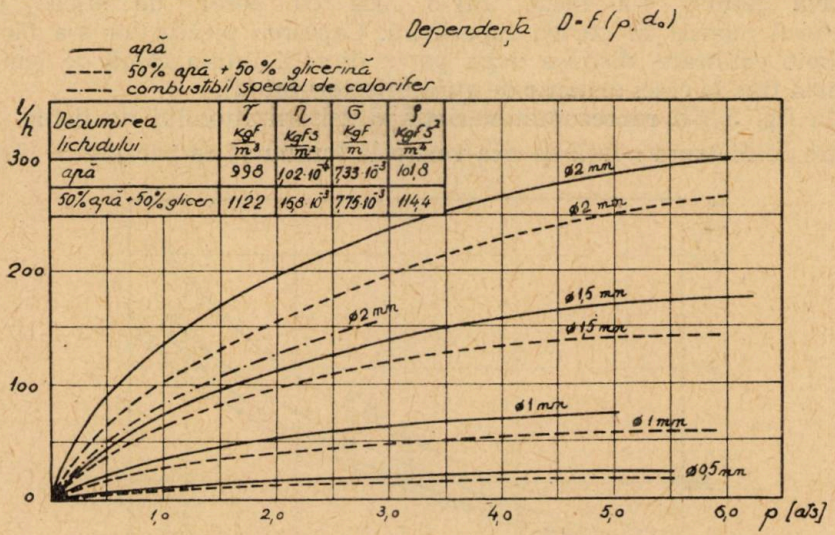


Fig. 3. Dependența dintre debitul de lichid și diametrul duzei în funcție de suprapresiunea și vîscozitatea lichidului.

lichid este cu atît mai mare cu cît vîscozitatea lichidului este mai mică. În intervalul de la $\eta_a = 1{,}02 \cdot 10^{-4} \frac{kgf \cdot s}{m^2}$, (vîscozitatea dinamică a apei) pînă la $\eta_{g\,l+a} = 15{,}8 \cdot 10^{-3} \frac{kgf \cdot s}{m^2}$, (vîscozitatea dinamică a amestecului de glicerină și apă), sînt cuprinse atît motorina $\left(7{,}84 \cdot 10^{-4} \frac{kf \cdot s}{m^2}\right)$ cît și combustibilul special preîncălzit. Deoarece în încercările la cald ale injectorului s-a folosit combustibilul special de calorifer la temperatura de 20 °C, în figura 3 s-a trasat curba de debit corespunzătoare duzei de 2 mm.

Datorită faptului că forma duzei se abate de la cea corespunzătoare unui ajutaj convergent, cît și faptului că prelucrarea orificiului nu este perfect circulară, iar caracteristica geometrică $m = \left(\frac{d}{D}\right)^2$ cuprinsă între $6{,}25 \cdot 10^{-4}$ și $1 \cdot 10^{-2}$, coeficientul de debit are valori foarte mici, variind pentru diferite duze în limite destul de largi : $\alpha = 0{,}797$—$0{,}857$. Aceste valori au prin urmare un caracter informativ, dar sînt utile (în lipsă de alte date) pentru proiectare.

În fig. 4 este reprezentată variația debitului masic de aer în funcție de suprapresiunea aerului pentru diferite temperaturi de preîncălzire ale acestuia și la o deschidere constantă a canalelor tangențiale.

Densitatea fluxului de lichid într-o secțiune perpendiculară pe axa jetului constituie o caracteristică importantă a unui injector, deoarece cunoașterea acestei mărimi furnizează date importante privind mărimea un-

ghiului de pulverizare, formarea amestecului carburant și desfășurării procesului de ardere.

Stabilirea densității fluxului de lichid într-o secțiune perpendiculară pe axa jetului s-a făcut într-o nișă cu pereți de sticlă, avînd injectorul montat în partea superioară. Captarea picăturilor s-a făcut în eprubete calibrate, dispuse după patru direcții într-o ramă de lemn, ce se putea fixa la cinci distanțe de gura injectorului [2].

În fig. 5 s-a reprezentat variația densității fluxului de lichid g_x în funcție de distanța r față de axa verticală luîndu-se ca parametrii distanța

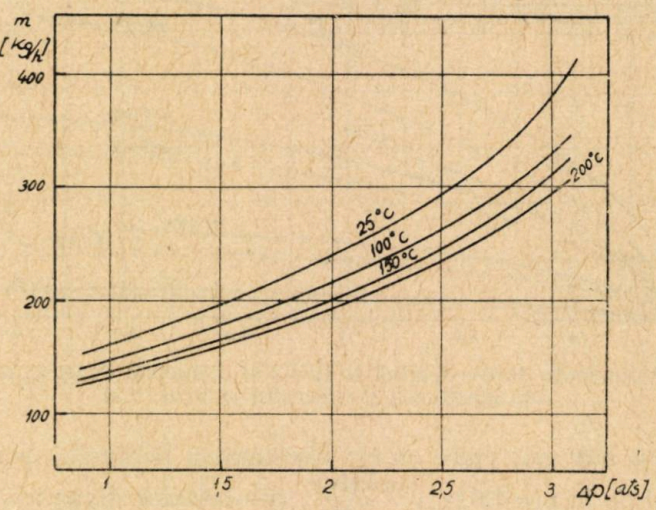


Fig. 4. Variația debitului masic de aer primar în funcție de suprapresiunea aerului.

de la gura injectorului pînă la planul de captare. Curbele trasate corespund funcționării injectorului folosind ca mediu de pulverizare apa în următoarele condiții: presiunea lichidului $p=2$ ats, presiunea aerului $p_a=3$ ats, diametrul duzei $d_0=1$ mm. Din figură se observă că densitatea maximă revine în centru secțiunii și scade apoi aproape simetric față de axa verticală. Cu micșorarea distanței planului de captare față de gura injectorului, densitatea fluxului de lichid crește.

Distribuția combustibilului într-o secțiune depinde de condițiile de funcționare ale injectorului. Dintre parametrii care intervin, cea mai mare influență o are presiunea inițială a agentului de pulverizare, motiv pentru care în figura 6 s-au suprapus curbele de variație ale densității fluxului de lichid, obținute în două plane dispuse perpendicular pe axa injectorului la distanță de 1 330 și 580 mm de gura injectorului, pentru suprapresiunea inițială a aerului de 3 ats, respectiv 2 ats.

Din figură se remarcă că odată cu micșorarea distanței față de gura injectorului, diferențele dintre densitățile maxime ale fluxului de lichid cresc.

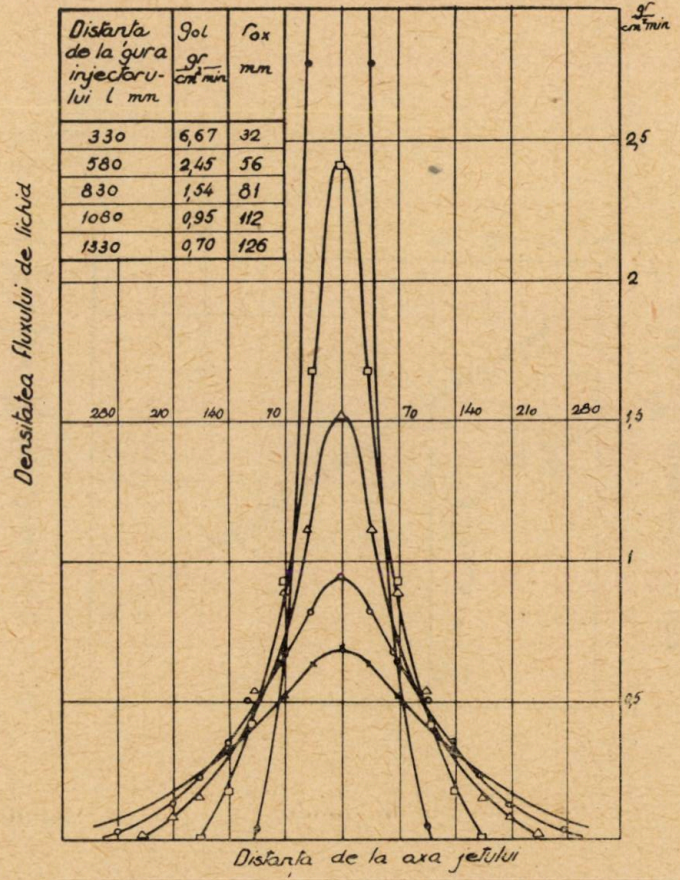


Fig. 5. Variația densității fluxului de lichid într-o secțiune perpendiculară pe axa injectorului.

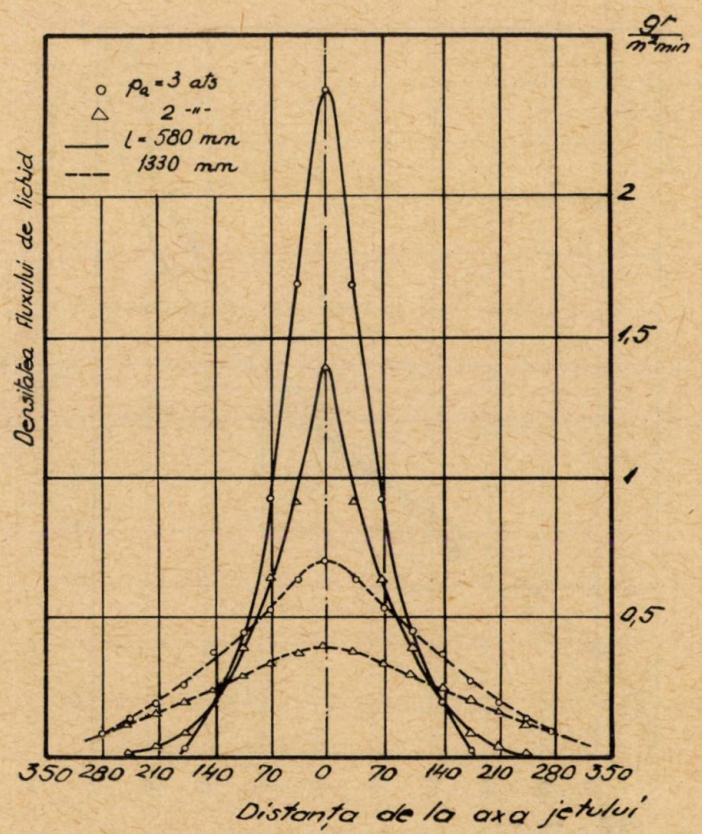


Fig. 6. Curbe comparative de variație a densității fluxului de lichid.

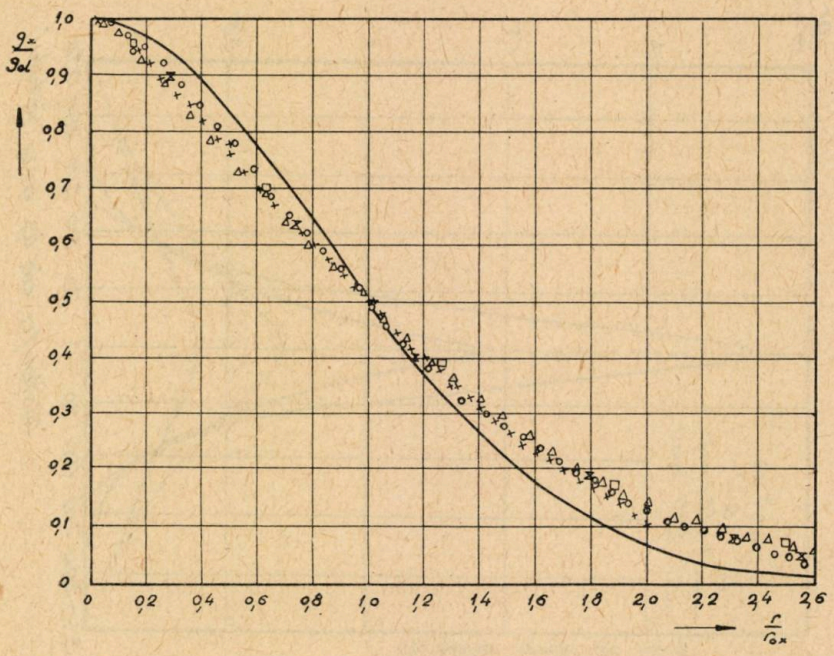


Fig. 7. Dependența $\frac{g_x}{g_{0l}} = f\left(\ln \frac{r}{r_{0x}}\right)$

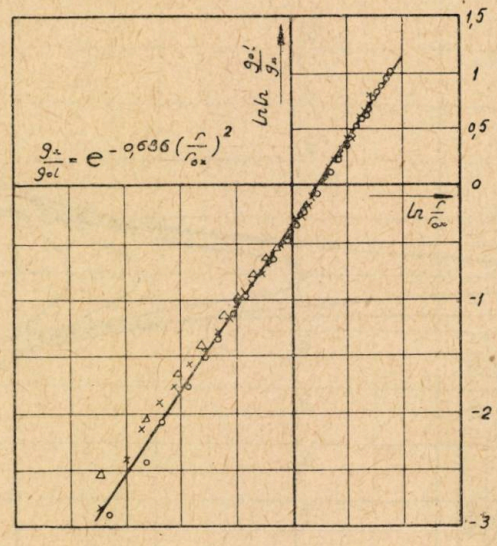


Fig. 8. Dependența $\ln \ln \frac{g_x}{g_{0l}} = f\left(\ln \frac{r}{r_{0y}}\right)$

O problemă interesantă, care se pune în legătură cu variația densității fluxului de lichid în raport cu distanța față de axa verticală a injectorului, este aceea de a determina ecuația acestor curbe.

În acest scop [3] se notează cu :

g_{0l} — densitatea maximă a fluxului de lichid în centrul secțiunii perpendiculare pe axa injectorului la distanța l de gura acestuia ;

g_x — densitatea fluxului de lichid în punctul cu coordonata r a secțiunii care se găsește la distanța l de gura injectorului ;

r — distanța de la axa injectorului ;

r_{0x} — distanța de la axa verticală a jetului pînă la punctul secțiunii în care $\frac{g_x}{g_{0l}} = \frac{1}{2}$.

Dependența :

$$\frac{g_x}{g_{0l}} = f\left(\frac{r}{r_{0x}}\right) \tag{1}$$

a fost reprezentată în figura 7, din care se observă că punctele experimentale se așază destul de bine de-a lungul unei curbe asemănătoare cu a unei distribuții normal logaritmice. Pentru a se evidenția acest lucru și a găsi forma explicită a ecuației (1), în figura 8 s-a reprezentat dependența :

$$\ln \ln \frac{g_x}{g_{0l}} = f\left(\ln \frac{r}{r_{0x}}\right). \tag{2}$$

Punctele experimentale se așternd de-a lungul unei drepte, fapt care a permis explicitarea relației (1) sub forma ecuației :

$$\frac{g_x}{g_{0l}} = e^{-0{,}686\left(\frac{r}{r_{0x}}\right)^2} \tag{3}$$

care a fost trasată cu linie continuă în figura 7. Abaterile care se observă se datorează atît unei centrări nu prea precise a injectorului pe verticală, cît și unei erori de măsurare a cantităților de lichid captate în eprubete, mai ales pentru valori mici ale acestora.

Curbele de debit constant ale lichidului, ridicate la distanțele de 330, 830 și 1 330 mm față de gura injectorului, sînt reprezentate în figura 9, pentru următoarele condiții de funcționare : suprapresiunea aerului 3 ats, suprapresiunea lichidului 2 ats, diametrul duzei 1 mm. Din examinarea acestor curbe se poate vedea o excentricitate fără mare importanță a baricentrelor curbelor față de axa injectorului.

Liniile OA și OA', trasate întrerupt, marchează cu suficientă precizie unghiul conului de pulverizare a cărui mărime dă nu numai o imagine despre gradul de umplere al focarului de către flacără, ci exprimă în același timp o măsură a raportului componentelor tangențiale și axiale ale vitezei.

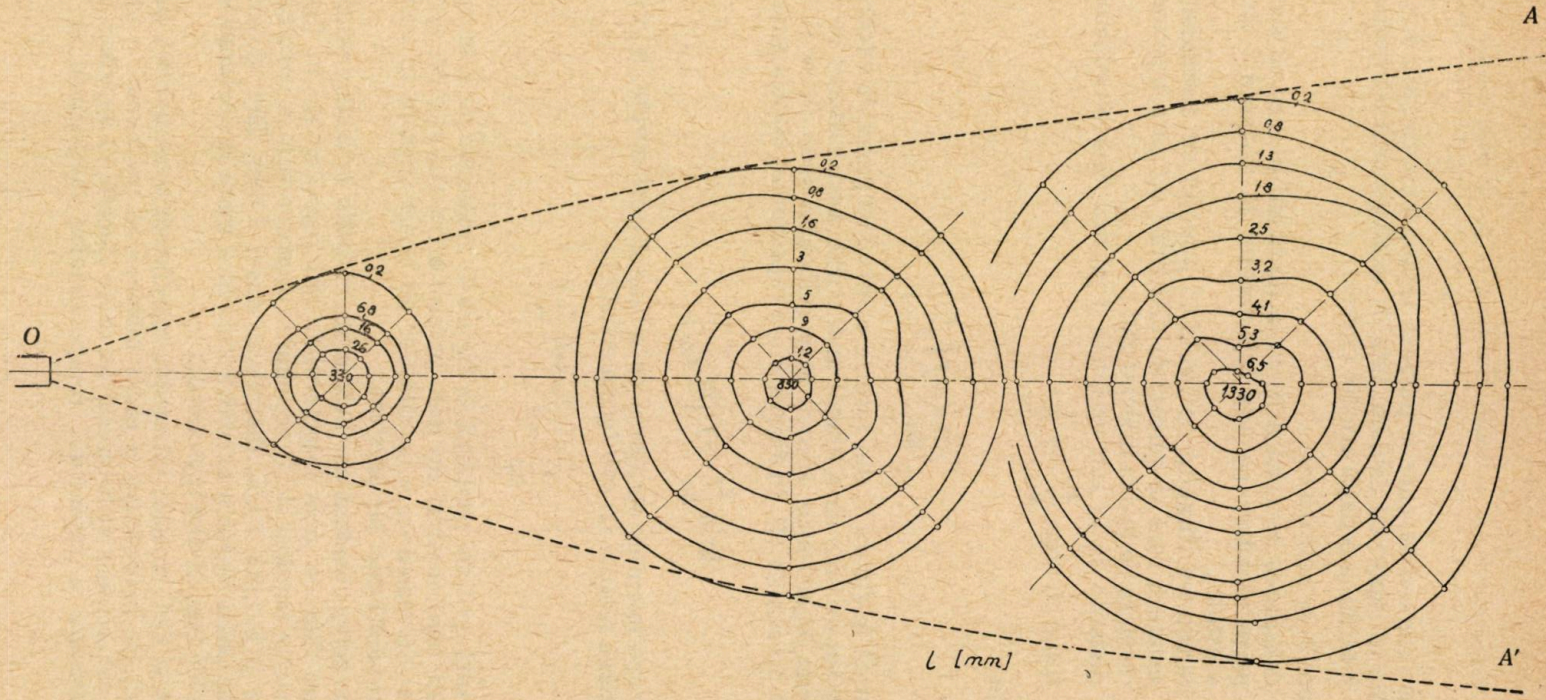


Fig. 9. Curba de debit constant în trei plane perpendiculare pe axa jetului.

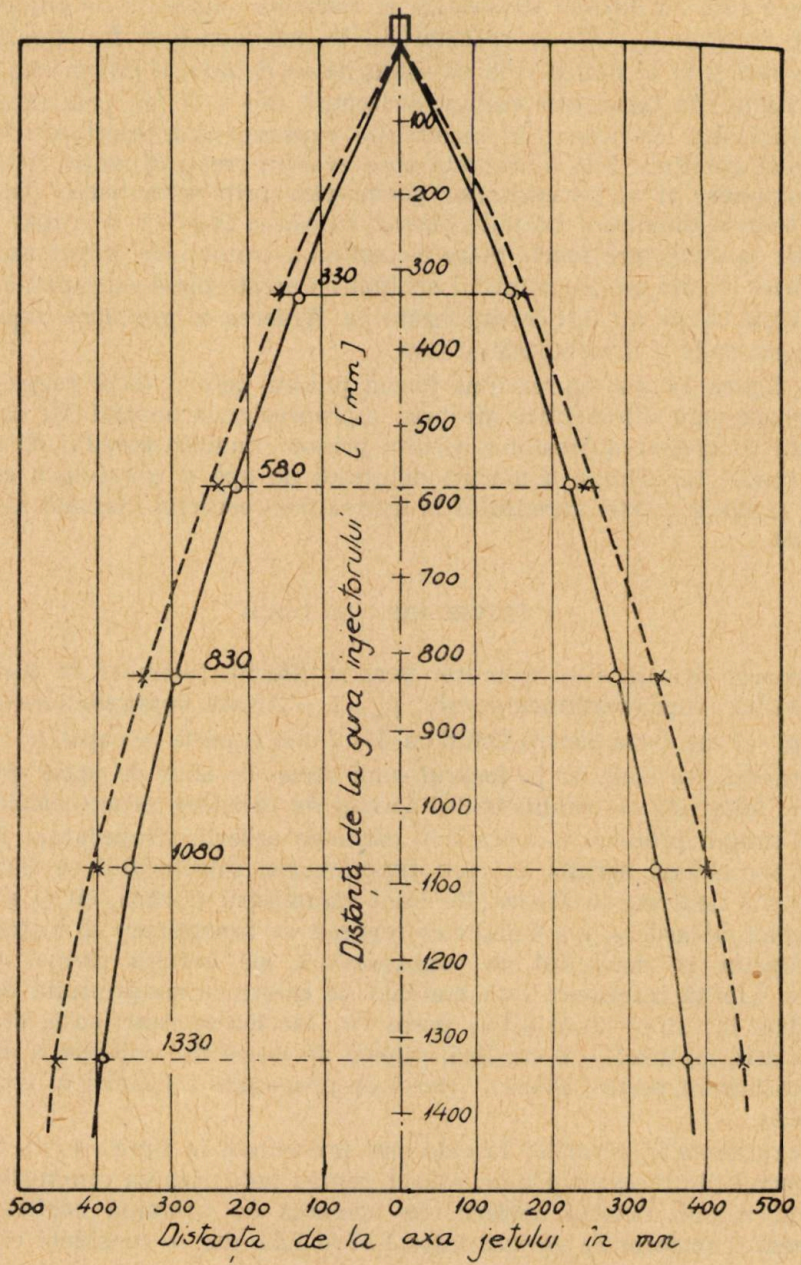


Fig. 10. Unghiul conului de pulverizare.

După cum au dovedit experiențele, mărimea unghiului de pulverizare depinde în primul rînd de caracteristicile geometrice și funcționale ale injectorului și în al doilea rînd de vîscozitatea lichidului pulverizat, deoarece aceasta din urmă este redusă de regulă sub 6 °E [4], prin încălzirea combustibilului. De aceea, în încercările experimentale efectuate la rece și la cald, atenția a fost îndreptată spre evidențierea influenței regimului de funcționare și al parametrilor geometrici, prin schimbarea piesei de capăt, asupra unghiului de pulverizare. Folosirea pieselor de capăt *2* și *3* a condus la o creștere foarte mare a unghiului conului de pulverizare, dar încercările la cald ale injectorului echipat cu aceste piese de capăt, au scos în evidență că ele nu sînt corespunzătoare. Arderea se producea imperfect, flacăra era roșie și învolburată cu fum.

În figura 10 s-a reprezentat forma jetului pentru două regimuri de funcționare care diferă între ele prin suprapresiunea aerului. Se constată că odată cu creșterea presiunii aerului primar, unghiul conului de pulverizare scade, ca urmare a măririi debitului de apă și a creșterii componentei axiale a vitezei curentului la ieșirea prin orificiul îngustat al piesei de capăt.

3. ÎNCERCAREA LA CALD

Probele la cald s-au executat pentru diferite regimuri de lucru ale injectorului : suprapresiunea aerului $p_a = 1 \div 2{,}5$ ats, suprapresiunea lichidului $p_l = 1$ ats, duza pentru lichid cu $\phi = 2$ mm și piesa de capăt 1.

Arderea s-a efectuat în focarul unui cazan de abur de joasă presiune P(b) 25, folosindu-se combustibilul special de calorifer nepreîncălzit.

În timpul probelor s-a urmărit, calitatea arderii, temperatura flăcării și suprapresiunea aerului la care funcționarea injectorului se întrerupe sau devine necorespunzătoare. Pe baza vizualizării flăcării, cît și a analizei gazelor de ardere, s-a stabilit că regimul de funcționare al injectorului este cuprins în domeniul de suprapresiuni ale aerului primar 1 ats și 2,25 ats. Limita inferioară este marcată de creșterea conținutului de oxid de carbon în fumul uscat $(CO)_f$ peste 1%, iar limita superioară, de ruperea flăcării, ca urmare a creșterii vitezei de ieșire din injector a amestecului carburant peste valoarea vitezei de propagare a flăcării în condițiile din focar.

Rezultatele încercărilor la cald sînt prezentate în figura 11 în funcție de raportul dintre aerul primar folosit pentru pulverizarea combustibilului și aerul minim necesar arderii. Se remarcă că valoarea coeficientului de excedent în focar λ_f variază între 1,17 și 1,21, dar se consideră că putea fi redus la valori și mai mici.

Temperatura flăcării, măsurată cu un pirometru cu filament de comparație, a crescut de la 1 250 °C la 1 350 °C ca apoi să scadă la valoarea de 1 300 °C. Cauza acestor valori scăzute ale temperaturii rezidă în schimbul

intens de căldură prin radiație dintre flacără și pereții răciți ai focarului. Regimul optim de funcționare al injectorului corespunde funcționării cu o suprapresiune a aerului primar de 1,5 ats, ceea ce corespunde unui raport dintre aerul primar și aerul minim necesar arderii de 18%.

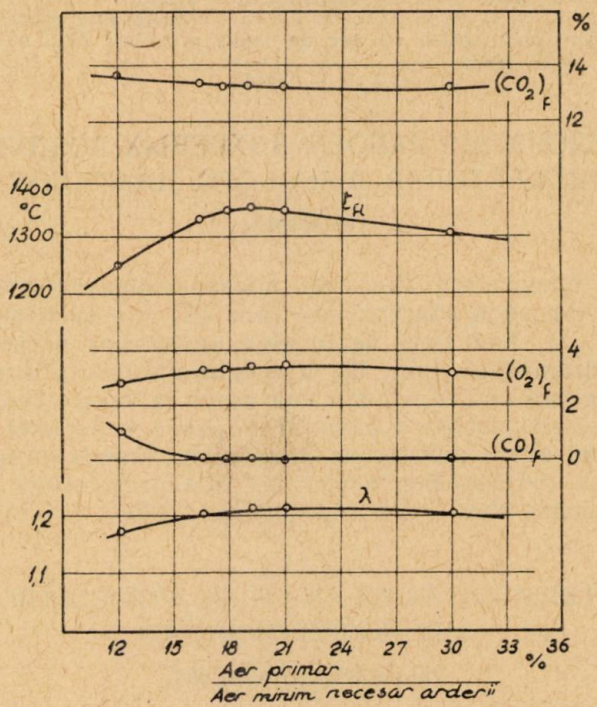


Fig. 11. Rezultatele încercării la cald ale injectorului.

4. CONCLUZII

Din considerațiile generale expuse, completate cu date experimentale, s-a încercat, cu toate că nu s-a aprofundat suficient problemele privind această categorie de injectoare, să se dea indicații asupra parametrilor importanți pentru funcționarea și proiectarea lor.

Încercările la cald au confirmat concordanța foarte bună între mărimea unghiului de pulverizare stabilit la rece și acela al flăcării. Lungimea redusă a flăcării, în jur de 1 m, se datorează gradului înalt de amestecare a combustibilului cu aerul primar în camera de turbionare, care permite descompunerea vînei de combustibil într-un nor foarte fin de picături.

Arderea perfectă la un excedent de aer relativ redus, flacăra scurtă și luminoasă, cu un unghi de evazare ridicat, constituie avantajele principale ale injectorului descris mai sus și îl face apt scopului pentru care a fost proiectat.

BIBLIOGRAFIE

1. I.D.T., Sisteme noi de arzătoare pentru păcură și gaz — Culegere de material documentar. București, 1960.
2. C. Ungureanu, Pulverizarea combustibililor cu ajutorul injectoarelor pneumatice de joasă presiune. Energetica nr. 8 1962.
3. C. Ungureanu, N. Boboescu, H. Theil, Nomograme pentru calculul injectoarelor pneumatice cu aer de joasă presiune. Bul. șt. tehn. I.P.T. — Tom. 9 (23) 1964.

ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ВИХРЕВЫХ ВОЗДУШНЫХ ИНЖЕКТОРОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

(РЕЗЮМЕ)

В работе приводится описание высоконапорного пневматического инжектора собственной конструкции (рис. 2), для расплавления стекла в тигеле (рис. 1). Холодные испытания инжектора позволили определоть угол распыливания (рис. 10) и кривые плотности жидкостного потока в сечении перпендикулярном оси струи, а также соответствующее аналитическое соотношение (уравн. 3). Горячие испытания показали что при применении этого инжектора получается короткое яркое пламя с большим углом расширения, потребляя для распыления 18% воздуха минимально необходимого для горения (рис. 11).

BETRIEBSUNTERSUCHUNGEN AN EINEM WIRBELSTROMINJEKTOR MIT HOCHDRUCKLUFT

(ZUSAMMENFASSUNG)

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit einem pneumatischen Injektor von origineller Bauart (Abb. 2) mit Hochdruckluft, der zum Schmelzen von Glas im Tiegel dienen soll (Abb. 1). Die im kalten Zustand am Injektor durchgeführten Versuche ermöglichen es sowohl den Zerstäubungswinkel (Abb. 10) als auch die Dichtekennlinien des Flüssigkeitsfluxes auf einer zur Injektorachse senkrechten Fläche festzustellen und die entsprechenden Gleichungen (Gl. 3) analytisch auszudrücken. Die im warmen Zustand durch geführten Versuche haben gezeigt, dass der Injektor eine kurze, leuchtende Flamme mit einem grossen Öffnungswinkel erzeugt, wobei die hierzu verbrauchte Luftmenge 18% der theoretisch notwendige Luftmenge darstellt (Abb. 11).

ALEGEREA SORTURILOR DE COMBUSTIBIL INFERIOR INDIGEN PENTRU LOCOMOTIVE DIESEL

DE

I. ZĂGĂNESCU, C. POPESCU

1. CONDIȚII MINIME DE CALITATE PENTRU COMBUSTIBILII DE LOCOMOTIVE DIESEL

În stabilirea sorturilor de combustibil inferior indigen utilizabile în motoarele Diesel de locomotivă se pornește de la un sistem de parametrii de referință, care reflectă economicitatea introducerii lor sub un dublu aspect : energetic și funcțional.

Realizarea parametrilor de referință pentru aspectele energetic și funcțional ale motoarelor Diesel de locomotivă impune satisfacerea unor condiții minime de calitate a sorturilor de combustibil utilizate. Aceste condiții, care trebuie să reflecte și tendințele actuale directoare în construcția motoarelor de locomotivă, (puteri specifice mari la gabarite și consumuri de combustibil reduse) pot fi rezumate la următoarele : [1], [2].

— Putere calorică ridicată, pentru a realiza capacități de putere mari armonizate cu greutatea aderentă a locomotivei.

— Pornire ușoară și rapidă a motoarelor Diesel, spre a se obține în condiții variabile de microclimă timpi de demarare reduși pentru locomotivă.

— Pulverizare la un grad de finețe predeterminat, pentru formarea unui amestec combustibil-aer intim și a apropia astfel arderea de o reacție de volum.

— Capacitate de aprindere ridicată, adică temperatură de autoaprindere joasă și ca urmare întîrzieri la aprinderi minime.

— Jet de injecție în curent continuu neîntrerupt, asigurînd continuitatea alimentării cu combustibil a spațiului de ardere.

— Ardere uniformă la sarcini variabile ale motorului, rezultate din solicitările variate ale locomotivei și asigurarea funcționării la regimuri de turație diferite. În acest fel se obține o reglare pe un interval între limite largi a forței de tracțiune și a vitezei de mers.

— Ardere sub limita de fum la solicitări maxime ale locomotivei, spre a realiza pe de o parte o ardere aproximativ completă, iar pe de altă parte spre a evita emisiuni mari de gaze nocive.

— Fenomene de postardere, cu depuneri de calamină și atacuri de coroziune, reduse, pentru o durabilitate convenabilă a organelor de motor în contact cu combustibilul, respectiv cu gazele de ardere.

— Depuneri minime sub formă de sedimente în rezervoare și pompe.

Standardele și normele pentru stabilirea proprietăților fizico-chimice a combustibililor Diesel au la bază anumite condiții minime de calitate, ele nu precizează însă în general și condițiile speciale legate de locul utilizării motoarelor, care în cazul motoarelor de tracțiune feroviară au o importanță de prim plan. [3], [4], [5], [6], [7], [8], [9], [10].

2. SITUAȚIA ACTUALĂ A STANDARDIZĂRII COMBUSTIBILILOR LICHIZI INFERIORI INDIGENI

Standardele actuale din R. S. România specifică două sorturi de combustibil lichid inferior care eventual ar putea fi folosite cu anumite condiții în motoarele Diesel de locomotivă.

— STAS 54-59 — Combustibil lichid ușor pentru calorifere și focare industriale.

— STAS 51-49 — Păcură pentru focare industriale.

Ambele standarde prevăd pentru fiecare sort de combustibil mai multe tipuri, criteriile de diferențiere fiind gradul de vîscozitate și punctul de congelare. Se vor considera din fiecare sort tipurile de calitate superioară, adică pentru combustibil lichid ușor tipul S, iar pentru păcură tipul 15/10.

Produsele provenite din cracare sau din amestecuri de produse primare și de cracare, inclusiv amestecuri de motorine nu s-au luat în considerare, comportarea lor în motoarele Diesel de locomotivă urmînd a constitui un studiu separat.

Gradul de economicitate sub raport al utilizării în locomotive Diesel pentru cele două sorturi de combustibil S_2 (combustibil de calorifere) și S_3 (păcură), determinat pe baza diferenței procentuale a cheltuielilor de tracțiune pentru diferitele sorturi de combustibil și trei valori ($\eta_{IL} = 0{,}25$; 0,26 și 0,27) a randamentului locomotivei este trecut în tabelul 1.

Tabelul 1

Gradul de economicitate la utilizarea în locomotive Diesel

Randamentul total al locomotivei	Gradul de economicitate %		Condiția de rentabilitate $\Delta C>0$	
	Sort de combustibil S_2	Sort de combustibil S_3	Sort de combustibil S_2	Sort de combustibil S_3
0,27	3,60	14,83	+	+
0,26	2,62	14,20	+	+
0,25	1,67	13,70	+	+

În toate cazurile relația de inegalitate

$$\Delta C>0$$

este satisfăcută, ΔC fiind diferența dintre cheltuielile de tracțiune pentru prestații egale la aceeași locomotivă utilizînd motorină, respectiv combustibili inferiori. Deoarece, la utilizarea sortului de combustibil S_2 cu o valoare minimă de randament total de locomotivă de $\eta_L = 0{,}25$, gradul de economicitate este foarte redus (1,67%) și rentabilitatea este deci la limită, se va considera numai sortul de combustibil S_3, adică păcurile, care dau un grad de economicitate între 13,70 ... 14,83% [1], [2].

3. PĂCURA SUB ASPECTUL DE COMBUSTIBIL PENTRU MOTOARELE DIESEL DE LOCOMOTIVĂ

3.1. Definiția păcurii

Termenul „păcură" este folosit în prezent în două accepțiuni :

— În accepțiune largă prin păcură se înțeleg toate rezidurile rezultate din distilarea țițeiurilor de proveniență și de calitate diferite.

— În accepțiune strînsă termenul păcură reprezintă produse reziduale rezultate ale unuia din procedeele : distilare simplă (primară) a țițeiului, distilare destructivă a reziduurilor de distilare (cracare), amestec al celor două produse. Condiția de bază este ca produsele rezultate să nu aibă un grad de vîscozitate sub 6 °E la 50 °C și să corespundă la ardere.

Noțiunea de păcură este astfel legată de posibilitatea de utilizare a produsului de ardere fără a se specifica însă locul de ardere. Păcurile fiind considerate în mod aproape exclusiv drept combustibil lichid greu pentru focare industriale (ardere în spații deschise), condițiile tehnice din standardele și normele internaționale se referă la modul de comportare raportat la aceste locuri de utilizare. Acest punct de vedere a fost acceptat și de standardul nostru STAS 51-59.

3.2. Clasificarea păcurilor

Există un mare număr de sisteme de clasificare a păcurilor bazate pe diferite criterii de ordin științific (proprietăți fizico-chimice exprimate prin indici de corelație) sau de ordin practic (comportare la manipulare, la ardere etc.).

Toate sorturile de păcură precum și produsele primare de distilare (motorine) reflectă calitatea țițeiurilor din care provin. Întrucît calitatea de comportare la ardere în motoare Diesel a motorinelor este în mare parte determinată de prezența respectiv absența parafinei sau a rășinilor și asfaltinelor, vom accepta prin comparație drept clasificare criteriul de conținut în parafină a păcurilor, raportat la punctele inițiale de fierbere de 300, 350 respectiv 400 °C. Rezultă astfel după conținutul de parafină trei categorii de păcură :

— parafinoasă : 10 ... 20% parafină,
— semiparafinoasă : 2,8 ... 5% parafină,
— neparafinoasă : 1 ... 2,8% parafină.

Pe baza acestei clasificări s-au stabilit caracteristicile păcurii la trei temperaturi de distilare a țițeiului, pentru 18 sorturi provenite din țițeiuri indigene parafinoase, la 3 sorturi din țițeiuri semiparafinoase, și la 8 sorturi neparafinoase [11].

3.3. Comportarea păcurilor în procesul funcțional al motoarelor Diesel de locomotive

Capacitatea de putere a unui motor Diesel la locomotivă cu regimuri de funcționare la sarcini și turații variabile, sînt determinate de modul de efectuare a procesului de ardere.

Procesul de ardere fiind determinat în principal de interacțiunea motor-combustibil el trebuie considerat, în cazul utilizării de sorturi diferite de combustibil, pe întregul ansamblu al procesului funcțional al motorului Diesel.

De aici rezultă necesitatea analizei comportării sorturilor de păcură, alimentare cu combustibil și injecția în diferitele faze ale procesului funcțional al motorului pe baza condițiilor minime de calitate cerute combustibililor pentru motoarele Diesel de locomotivă : formarea amestecului, aprinderea, arderea propriu-zisă faza de postardere... [3], [9], [12], [13].

3.3.1. *Alimentare cu combustibil și injecția.* Viteza de curgere a combustibilului prin conducte și orificii, debitul pompei de injecție și condițiile de pulverizare depind de gradul de vîscozitate. De aici necesitatea, pentru a obține condiții reologice acceptabile, de a reduce vîscozitatea la 1,2 ... 6 °E.

La un grad de vîscozitate de 6 °E pulverizarea poate fi efectuată încă în condiții de macro- și microdispersie suficiente. Nu se recomandă a se coborî sub 1,2 °E întrucît se complică instalațiile de preparare a combustibilului, se înrăutățesc condițiile de lubrifiere și se reduce, datorită creșterii pierderilor prin scăpare, randamentul volumetric al pompelor de injecție și de alimentare.

3.3.2. *Formarea amestecului combustibil-aer.* Calitatea amestecului depinde în cazul păcurii în măsură aproape egală de tensiunea superficială și vîscozitate, pe de o parte și de calitatea injecției și a turbulenței, pe de altă parte. Reducerea gradului de vîscozitate la valori 1,2 ... 2 °E aduce păcura la un regim de pulverizare apropiat de cel al motorinelor, putîndu-se realiza un grad de omogenitate suficient pentru macro- și microstructura jetului.

3.3.3. *Faza de aprindere.* Capacitatea de aprindere a combustibilului fiind determinată de cifra cetanică, respectiv de indicele Diesel, și cum normele de păcură nu conțin date asupra acestor indici fizico-chimici, ele urmează să fie apreciate. Se poate admite ca valoare medie $CeN \approx I_D = 40 \ldots 50$, cifră care corespunde la motorinele provenite din țițeiuri parafinoase.

Întîrzierea la aprindere τ_a se determină după relația lui Semenov N. N. [14].

$$\tau_a = \frac{C_1}{p^n} \cdot e^{\frac{C_2}{T}} \cdot 10^{-3} \quad [s]$$

în care :

p este presiunea absolută la finele timpului de compresie, în kgf/cm^2,

T — temperatura absolută la finele compresiei, în °K,

n, C_1 și C_2 — constante experimentale.

Valorile constantelor s-au luat după datele de încercare stabilite de Wolfer H. [15], [16] și Bassi A. [17] la Uzinele Sulzer pentru un combustibil greu asemănător cu păcura parafinoasă (CeN$\approx$40) și raportate la un motor de 2 000 CP cu injecție directă și n=750 rot/min și anume n=1,19, C_1=0,420, C_2=4650. Deoarece constantele au fost adoptate, întîrzierea lor la aprindere calculată trebuie verificată și experimental.

La încărcări diferite ale motorului (regimuri variabile ale locomotivei) și la valori considerate pentru constantele de calcul rezultă pentru întîrzierea la aprindere valori cuprinse între $(2 \ldots 3)10^{-3}$ secunde. Admitem ca limită de întîrziere la aprindere la care începe mersul dur al motorului valoarea 0,0027 secunde, asigurarea unei cifre cetanice de cel puțin 40 este deci necesară pentru funcționarea satisfăcătoare a motorului.

Faza de ardere avînd loc la temperaturi ale aerului comburant de 450 ... 550 °C, care este mai ridicată decît temperatura de fierbere a fracțiunilor de țiței la care se produce păcura, se pot asigura condiții suficiente de volatilitate pentru realizarea aprinderii.

3.3.4. *Faza de ardere propriu-zisă.* La un grad de vîscozitate de aproximativ 2 ... 3 °E rezultat din prepararea adecvată a păcurii și o întîrziere la aprindere sub 0,0027 s corespunzător calității combustibilului (CeN$\approx$ $\approx$40 ... 50), se poate considera că se obțin condiții suficiente pentru realizarea unui jet omogen și deci reacții de ardere aproximativ satisfăcătoare.

Volatilitatea redusă cu aproximativ 50 ... 70% față de motorină și stabilitatea termică diferită a varietății mari de hidrocarburi cu greutate moleculară mare, care intră în compoziția păcurilor, favorizează producerea de regimuri de ardere incompletă. Problema devine importantă odată cu creșterea turației (aproximativ de la n>500 rot/min).

Cifra de cocs Conradson trebuie considerată la 5 ... 8% (de 50 ... 80 ori mai mare ca la motorine), iar conținutul de cenușă la 0,1 ... 0,3% (de 10 ... 30 ori mai mare ca la motorine). La aceste condiții timpul de ardere se lungește și la același factor de exces de aer $\alpha \approx 1{,}4$ temperatura gazelor de ardere ajunge în domeniul de 520 ... 560 °C. Încărcarea termică a motorului crește, iar factorul energetic al locomotivei se înrăutățește.

Coeficientul de murdărire a cilindrilor este de aproximativ două ori mai mare decît în cazul motorinelor primare, ca urmare a conținutului de cenușă și cocs.

3.3.5. *Faza de postardere.* Se manifestă printr-un număr de fenomene, care influențează încărcarea termică a motorului și intensitatea uzurii cilindrilor, și anume :

— Depuneri de calamină formate din produse de ardere (substanțe carbonoase) incomplet oxidate, din resturi de lubrefiant, diferite săruri și particule metalice rezultate din uzura pieselor de cilindru.

— Depuneri de cenușă, care pot ajunge la un conținut obișnuit de 0,3% la motorul de 2 000 CP pînă la 15 kg în 24 ore și care în mare parte sînt evacuate odată cu gazele de ardere.

— Formarea de trompete de cocs la ajutajul injectorului.

— Efecte de coroziune datorită conținutului de sulf, care deși în țițeiurile indigene este destul de redus (sub 1%), poate în condiții favorabile provoca concentrații de SO_3 destul de mari pentru a amorsa acțiuni de coroziune electrochimică periculoase. [6], [7], [8], [9], [10], [12], [13], [18], [19], [20], [21].

3.4. Proprietățile fizico-chimice ale păcurilor raportate la diferite organe ale motorului Diesel de locomotivă

Din condițiile minime de calitate și de comportare în motor a păcurilor se pot determina, pe baza schemei lui Everett adaptată pentru păcură, proprietățile generale ale sorturilor de combustibil inferior sub aspectul acțiunii lor asupra diferitelor organe ale motorului Diesel (fig. 1).

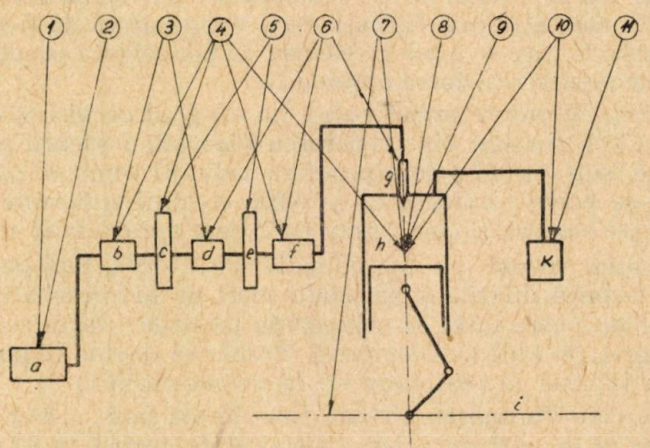


Fig. 1. Schema de acțiune a păcurii asupra elementelor motorului Diesel de locomotivă .

a — rezervor de alimentare; *b* — pompă de combustibil; *c* — grup de filtre intermediare; *d* — instalație de încălzire; *e* — grup de filtre fine; *f* — pompă de injecție; *g* — injector; *h* — cilindru; *i* — arbore motor; *k* — țeavă de emisie; *1* — punct de inflamare; *2* — greutate specifică; *3* — punct de congelare; *4* — grad de impuritate; *5* — indice de filtrare; *6* — viscozitate; *7* — putere calorică; *8* — volatilitate; *9* — capacitate de aprindere; *10* — indice C/H; *11* — indice de fum.

Primele cinci proprietăți au un pronunțat caracter fizic și se referă mai ales la manipularea și prepararea combustibililor, iar ultimele acționează direct asupra procesului funcțional al motorului avînd un caracter termochimic [6], [22].

4. FACTORII DE COMANDĂ AI ARDERII PĂCURII ÎN LOCOMOTIVE DIESEL

S-au denumit prin *factori de comandă* proprietățile fizico-chimice ale unui combustibil care au o acțiune directă asupra proceselor energetic și funcțional a motorului Diesel de locomotivă.

Din analiza numeroaselor studii asupra proceselor energetic și funcțional a motoarelor Diesel și a standardelor și normativelor existente se pot considera ca factori de comandă pentru păcură : gradul de vîscozitate, gradul de volatilitate, cifra cetanică, cifra de cocs, conținutul de cenușă și conținutul de sulf.

Valorile limită care se propun pentru factorii de comandă devin valori restrictive pentru alegerea sortului de păcură utilizabil la locomotivele Diesel.

4.1. Gradul de vîscozitate

În amonte de injector valorile maxime nu trebuie să depășească ~2 °E la temperatura și presiunea de regim existente, în caz contrar nu se pot realiza grade de finețe de pulverizare adecvate pentru un jet uniform.

Condiția de vîscozitate la intrarea în injector se traduce prin necesitatea de preparare a păcurii înainte de intrare în pompele de injecție, întrucît gradul de vîscozitate crește odată cu presiunea și la valori de injecție de 200 . . . 300 kgf/cm^2 se poate ajunge la cifre prohibitive pentru o desfășurare satisfăcătoare a procesului de ardere.

Valori propuse :

— înainte de preparare : 10 . . . 15 °E/50 °C

— după preparare : 1,8 . . . 2,5 °E

Păcuri cu un grad de vîscozitate înainte de preparare peste 10 °E/50 °C îngreunează mult fluxul de preparare și ridică apreciabil prețul de cost al instalațiilor.

4.2. Gradul de volatilitate

Se consideră ca o condiție de ardere, care să asigure arderea completă în timp pentru turații între 750 . . . 1 200 rot/min.

Valori propuse : păcuri din țițeiuri cu punctul inițial de fierbere de 300 °C și de 350 °C.

4.3. Cifra cetanică

Fiind o unitate de măsură în timp, cifra cetanică are importanță crescîndă cu micșorarea duratei de care se dispune pentru desfășurarea arderii, adică valoarea ei trebuie să crească progresiv pentru utilizarea păcurii în motoare cu turație ridicată.

Valori propuse : CeN = 40 . . . 50 la motoare cu turație $n = 750 . . .$ 1 200 rot/min.

Standardele de păcură în general nu conțin date asupra cifrei cetanice, respectiv a indicelui Diesel, ea trebuie deci determinată. Caracterul de parafinos al păcurii are un rol important sub aspectul valorii cifrei cetanice.

4.4. Cifra de cocs

Tendința de cocsificare a păcurilor fiind foarte mult mai pronunțată decît a motorinei, cifra de cocs apare ca factorul de bază pentru posibilitatea de ardere în condiții convenabile. Depunerile de cocos cresc odată cu valoarea raportului C/H, ca urmare și acest factor își are importanța lui în folosirea păcurii pentru locomotivele Diesel.

Pe lîngă legătura strînsă dintre ancrasarea duzei injectoarelor și cifra de cocs, se produce și o creștere apreciabilă a murdăririi suprafețelor în contact cu combustibilul și ca urmare o mărire a solicitărilor termice în motor.

În reducerea cifrei de cocs, dacă ea nu poate fi micșorată inițial prin alegerea sortului de păcură, costul instalației de reducere în comparație cu frecvența reviziilor pentru îndepărtarea depunerilor de cocsificare are un rol decisiv.

Valori propuse :

— înainte de preparare : 10%.

— după preparare : 1 . . . 2%.

4.5. Conținutul de cenușă

Are o dublă importanță : depuneri de ancrasare a cilindrilor și inițiere de atacuri corosive.

Impuritățile minerale din păcură se prezintă sub forma unor compuși de Si, Fe, Ca, Na, V etc. care în unire cu particulele de cocs și de asfalturi amestecate cu uleiul lubrifiant sau depuneri de ancrasare.

Compușii de sodiu dau prin combustie SO_4Na_2 cu punct de fuziune la 880 °C, iar compușii din vanadiu dau V_2O_5 cu punct de fuziune la 640 °C. Ambii compuși în stare de fuziune inițiază atacuri de coroziune puternice.

Valori propuse : 0,05 . . . 0,3, cu eliminarea completă a păcurilor cu conținut de compuși ai Vanadiului și pe cît posibil a celora cu conținut de sodiu.

4.6. Conținutul de sulf

Desulfurizarea păcurii are importanță pentru eliminarea condițiilor favorabile de inițiere de acțiuni de coroziune electrochimică, deci cu efect de postardere.

Păcurile indigene au în general un conținut redus de sulf ($S<2\%$), ca urmare ele nu produc sub acest aspect inconveniente mari.

Valori propuse : 1 . . . 2%.

5. PROPUNEREA PENTRU SORTURILE DE PĂCURĂ UTILIZABILE LA LOCOMOTIVELE DIESEL

5.1. Se ia ca bază clasificarea admisă pentru păcuri. Intră în considerare grupele cu punctele inițiale de fierbere 300 °C (păcuri ușoare) și 350 °C, categoria de păcuri parafinoase (10 . . . 14% parafină).

5.2. Conform factorilor de comandă ai păcurii s-au întocmit condițiile tehnice minime pentru combustibilii inferiori utilizabili în locomotivele Diesel la livrare și după preparare, în comparație cu datele a cinci categorii de combustibili inferiori a căror comportare în motoare Diesel a fost experimentată (tabelul 2).

5.3. Din categoria și grupa propuse se aleg sorturile sau se formează amestecuri de sorturi a căror proprietăți fizico-chimice se apropie de condițiile tehnice de calitate minime, gradul de vîscozitate fiind situat necondiționat sub 15 °E/50 °C (110 cSt) [11].

5.4. Păcurile destinate pentru locomotivele Diesel se vor selecționa din rezidurile grele provenite din instalații prevăzute cu rafinare pentru reducerea vîscozității prin cracare ușoară catalitică [23].

Tabelul 2

Condiții tehnice de calitate pentru combustibili Diesel inferiori

Felul combustibilului inferior	Păcură indigenă		Păcură încercare la Uz, Sulzer	Păcură încercare la Uz, Maybach	Combustibil inferior DIN-S 51 603	Combustibil inferior BSS 2 869/957	Fuel cil dome stique SNCF	Obs.
	la livrare	după preparare						
Densitate la 20 °C g/cm³	0,950	0,950	0,950	0,948	0,050	0,950	0,950	—
Putere calorică inferioară kcal/kg	9 500	9 500	9 568	9 700	9 700	9 200	9 800	—
Punct congelare °C maxim	10	10	—6	10	—10	15	0	—
Vîscozitatea la 50 °C °E max.	10	1,5...2	6,5	8...10	15	10,4	14	Cifra redusă se referă la temp. de 100 °C
Punct de inflamabilitate °C min.	100	100	101	110	90	100	70	—
Cifra de cocs Conradson % max.	10	1	10,1	7,5...8,5	12	9	10	—
Apă % max.	1	0,5	0,01	0,01	0,1	1	0,1	—
Cenușă % max.	0,3	0,05	0,055	0,1	0,15	0,2	0,01	—
Sedimente % max.	0,5	0	0,24	—	0,1	0,25	0,25	—
Sulf % max.	1	1	2,84	2,10	2,0	1,8	2,5	—
Parafină % max.	15	In stare topită	—	—	—	—	—	—
Asfalt % max.	0,25	0,0	—	0,50	—	—	1	—
Cifră cetanică	40	40	34	36,5	—	—	48	—
Indice Diesel	40	40	—	—	—	—	—	—
Conținut H % greutate	10...12	10...12	10,9	—	—	—	7,4	—
Punct de separare °C	300°...350°	—	—	170	—	—	—	—
Coeficient de murdărire P.i.b. %	—	6,4	—	6,4	—	—	—	—

BIBLIOGRAFIE

1. Zăgănescu I., Popescu C., Economicitatea utilizării combustibililor lichizi inferiori în motoarele Diesel de locomotivă. Buletinul I.P.T. 1965.
2. Zăgănescu I., Popescu C., Determinarea gradului de economicitate a locomotivelor Diesel pentru diferite sorturi de combustibil. Buletinul I.P.T. 1965.
3. Sass T., *Dieselmaschinen*, I, II, Berlin, Springer I. 1957.
4. Bericht Göttingen, *Dieselfahrzeuge im Schinenverkehr*. Köln, Rohring C, 1954.
5. Gorbett I. W., Four ans tests for Dieselengin fuels. Railway Purchases and Stoks 1958, nr. 2.
6. Popescu Caius, Alegerea combustibililor pentru locomotivele Diesel. Revista Căilor Ferate, 1960, nr. 11.
7. Pucicóv N. G., *Combustibili pentru motoare Diesel*. Traducere din limba rusă, București, I.D.T. 1953.
8. Yantsch F., *Kraftstoff — Handbuch*, Stuttgard, Franch'sche Verlagshandlung, 1960.
9. Spausta F., *Triebstoffe für Verbrennungsmotoren*. I, II, Wien, Springer J. 1953.
10. Philipovich A., *Die Betriebsstoffe für Verbrennungs* — Kraftmaschinen Wien, Springer J. 1949.
11. Rădulescu G. A., *Proprietățile țițeiurilor românești*. București. Editura Academiei R.S.R. 1960.
12. Bănărescu M., *Motoare cu ardere internă*. I, II București, Editura Tehnică 1960.
13. Jostes F., Betrachtungen über Kraftstoffe für den Diesel motor M.T.Z. 1958, nr. 3.
14. Vanseidt V. A., *Motoare Diesel*. Traducere din limba rusă. București Editura Tehnică, 1959.
15. Wolfer H., Der Zündvorgang im Dieselmotor V.D.I. — Forschungsheft 392, 1958.
16. Wolfer H., Le retard á l'allumage dans le moteur Diesel. Revue Technique Sulzer, 1939, nr. 3.
17. Bassi A., Etudes expérimentales relatives aux systémes d'injection des moteurs Diesel. Revue Technique Sulzer Nr. de recherches 1963.
18. Durier Y., Caracteristiques des carburants et combustibles et leur influence sur le fonctionnement des moteurs. Paris, Institut Français du Petrole 1958.
19. Bărănescu Gh., Dudaș T., Grünwald B., Unele probleme privind injecția de păcură în motoarele cu aprindere prin comprimare. Buletinul I.P.B. 1961/3.
20. Waus H., Achard H., Schwerölversushe mit einem Raschlaufenden Maybach-Diesel motor. M.T.Z. 1960 nr. 11.
21. * * * Boiler Fuels in Mediumspeed Engines. Oil Engine and Gaz Turbine, 1964, nr. 3.
22. Everett P. N., Diesel Fuel, its Characteristics and Use in the Engine. London 1934.
23. Industrial export, Raffineries de petrole. Bucarest 1964.

ВЫБОР НИЗШИХ СОРТОВ МЕСТНЫХ ТОПЛИВ ДЛЯ ТЕПЛОВОЗОВ

(РЕЗЮМЕ)

Экономичность использования низших сортов топлив для тепловозов определяется минимальными условиями для факторов их качества, согласно начально установленным параметрам сравнения.

В работе анализируются характеристики которыми должны обладать факторы качества, вязкость, летучесть, цетановое число, число коксования, содержание золы и содержание серы, для получения их благоприятного поведения в двигателе. На основе анализа этих характеристик были определены структуры местных топлив пригодных для использования в сепловозах и установлены технические условия которые они должны выполнять до и после их приготовления.

DIE AUSWAHL DER MINDERWERTIGEN INNLÄNDISCHEN BRENNSTOFFSORTEN FÜR DIESELLOKOMOTIVEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Die Wirtschaftlichkeit der Einführung minderwertigen Brennstoffe bei Diesellokomotiven ist durch die Bestimmung einiger Minimalbedingungen für die Steuerfaktoren, ihres Verhaltens gemäss der anfangs festgesetzten Bezugsparameter bedingt.

In dem Aufsatze werden die Kennwerten welche die Steuerfaktoren aufweisen müssen, um ein gutes Verhalten im Motor zu gewährleisten wie Zähigkeit, Verfluchtigungsfähigkeit, Cetanzahl, Conradsontest, Aschegehalt und Schwefelgehalt, geprüft. Auf Grund der Analyse dieser Kennwerten wurden die innländischen Brennstoffsorten, welche sich zum Betrieb im Diesellokomotiven eignen, bestimmt und die technischen Bedingungen festgelegt, welche diese vor und nach ihrer Aufbereitung erfüllen müssen.

CUM SE EXPLICĂ VALABILITATEA LEGILOR LUI MAXWELL FAȚĂ DE UN SISTEM DE REFERINȚE FIX DE PE PĂMÎNT *) (PARTEA I-A)

DE

PL. ANDRONESCU

I. INTRODUCERE

Oricine ia la cunoștință conținutul titlului nu poate decît să rămînă complet dezorientat.

Este știut, că atît legile lui Maxwell, cît și ecuațiile diferențiale fundamentale ale cîmpului electromagnetic, care de altfel au fost stabilite tot cu ajutorul legilor lui Maxwell, cît și chiar intreaga teorie a cîmpului electromagnetic, aplicată într-un punct fix de pe pămînt, prezintă rezultatele teoretice ale cercetării, în perfectă concordanță cu rezultatele experimentale.

Este firesc, ca o astfel de constatare, să formeze o explicație convingătoare, în sprijinul valabilității legilor lui Maxwell aplicate punctului fix de pe pămînt.

O astfel de explicație, prezintă părerea unanimă la ora actuală.

Urmărind ceva mai detaliat problema, se constată următoarele :

Se știe că, *derivata parțială în raport cu timpul* a unei mărimi electrice sau magnetice, derivate care figurează în legile lui Maxwell, nu sînt valabile, decît numai într-un punct fix din spațiu, adică într-un punct, să zicem, în stare de repaus față de steaua polară.

Ca urmare pentru oricare punct, în stare de repaus de pe pămînt, derivata în raport cu timpul a unei mărimi electrice sau magnetice, nu poate fi exprimată decît în forma de *derivată substanțială*.

Se știe însă că o derivată substanțială, se exprimă în funcție de derivata parțială în raport cu timpul, din punctul fix din spațiu.

---

* Comunicare prezentată în Sesiunea de Comunicări Științifice a cadrelor didactice din 18—20 marite 1966.

Spre exemplu, derivata substanțială a funcției potențiale V din punctul fix de pe pămînt, în funcție de derivata parțială în raport cu timpul în punctul fix din spațiu ia forma :

$$\frac{d'V}{dt} = \frac{\partial V}{\partial t} + (v_P \nabla)\, V$$

în care v_P reprezintă viteza cu care punctul fix de pe pămînt rotește în jurul soarelui.

Cum însă în general, nu se poate cerceta un cîmp electromagnetic, într-un punct fix din spațiu, rezultă că *în general nu există posibilitatea de-a se exprima derivata substanțială în punctul fix de pe pămînt, în funcție de derivata parțială în raport cu timpul din punctul fix din spațiu.*

Dat fiind că, derivata parțială în raport cu timpul, a mărimei electrice, respectiv magnetice, figurează în legile lui Maxwell, înseamnă că însuși legile lui Maxwell nu pot fi folosite în general, la stabilirea derivatelor substanțiale în punctul fix de pe pămînt.

Se pune așa dar întrebarea : Cum s-a procedat pentru a se perfecta cercetarea cîmpului electromagnetic în punctul fix de pe pămînt ?

S-au închis ochii ; fie conștient sau inconștient ; și s-au aplicat pur și simplu legile lui Maxwell precum și ecuațiile cîmpului electromagnetic, direct în punctul fix de pe pămînt, *ca și cum acest punct ar fi un punct fix în spațiu.*

Deoarece într-o astfel de cercetare a cîmpului electromagnetic, în punctul fix de pe pămînt nu a survenit nici un obstacol, deoarece există o perfectă concordanță între rezultatele teoretice cu cele experimentale, cercetarea cîmpului electromagnetic este considerată ca perfect valabilă.

Între timp au apărut și relațiile de transformare ale lui Lorentz ; cu ajutorul acestor relații, se demonstrează că ecuațiile diferențiale fundamentale ale cîmpului electromagnetic aplicate atît în punctul fix din spațiu, cît și în punctul fix de pe pămînt, își păstrează aceleași forme.

Cu alte cuvinte, astfel de ecuații se comportă față de ambele puncte, ca o *invariantă.*

În urma unei astfel de explicații, bineînțeles s-a întărit convingerea că bine s-a procedat că s-au aplicat legile lui Maxwell direct în punctul fix de pe pămînt ; acum însă nu se mai spune ca și cum punctul fix de pe pămînt, ar fi un punct fix din spațiu, ci de data acesta se menționează : datorită faptului că legile lui Maxwell își păstrează aceleași forme față de ambele puncte.

Din moment ce legile lui Maxwell stau la baza stabilirii ecuațiilor diferențiale, rezultă că o dată cu prezentarea ca invariantă a acestor ecuații, implicit rezultă prezentarea ca o invariantă și a legilor lui Maxwell, față de ambele puncte.

În lucrare se relevă, că s-a reușit, în urma cercetării unui caz special de cîmp electromagnetic din punctul fix din spațiu, adică în stare de repaus față de steaua polară, să se constate următoarele :

Cu toate că ecuațiile diferențiale ale cîmpului electromagnetic își păstrează aceleași forme, atît față de punctul fix din spațiu, cît și față de punctul fix de pe pămînt, totuși soluțiile lor sînt complet diferite între ele.

În urma unei astfel de cercetări, s-a formulat următoarea întrebare legitimă :

Cum se face că pentru punctul fix de pe pămînt se obține totuși o perfectă concordanță între rezultatele teoretice și rezultatele experimentale ?

Pînă în acest moment, o astfel de întrebare nu se punea. Eram cu toții mulțumiți că constatăm o perfectă concordanță între rezultatele teoretice cu cele experimentale.

În lucrare s-a reușit să se răspundă la această întrebare, pentru că s-a reușit să se stabilească *un anumit criteriu a cărei valabilitate pentru punctul fix de pe pămînt, lămurește de ce rezultatele teoretice sînt în perfectă concordanță cu rezultatele experimentale.*

Faptul că există o perfectă concordanță între rezultatele teoretice cu cele experimentale, aceasta formează într-adevăr *o condiție necesară* pentru a se putea aplica legile lui Maxwell în punctul fix de pe pămînt.

Pentru ca condiția să devină însă și suficientă, trebuie să se țină seama și de valabilitatea unui *anumit criteriu* pentru punctul fix de pe pămînt, prin care se lămurește de ce rezultatele teoretice coincid cu cele experimentale.

Prin introducerea valabilității criteriului față de punctul fix de pe pămînt, s-a creat un nou aspect pentru conținutul, din titlul lucrării.

Sîntem în măsură să tragem următoarea concluzie :

Ar fi trebuit la timpul său, atunci cînd s-a statornicit teoria cîmpului electromagnetic în punctul fix de pe pămînt, cînd s-a văzut că în general, nu e posibil să se stabilească derivata substanțială față de punctul fix de pe pămînt, în funcție de derivata parțială în raport cu timpul din punctul fix din spațiu, să ne fi întrebat : datorită cărei cauze, ocolind metoda firească de stabilire a derivatei substanțiale, și aplicînd direct legile lui Maxwell în punctul fix de pe pămînt, s-a putut totuși realiza o perfectă concordanță între rezultatele teoretice și cele experimentale, cu toate că soluțiile ecuațiilor diferențiale față de cele două puncte, diferă așa de mult între ele ?

Perfecta concordanță dintre rezultatele teoretice cu cele experimentale se explică numai prin valabilitatea criteriului pentru punctul fix de pe pămînt.

Soluțiile ecuațiilor diferențiale diferă mult între ele numai atunci cînd și cîmpurile electromagnetice în cele două puncte : punctul fix din spațiu și punctul fix de pe pămînt, diferă mult între ele.

Dat fiind că în general la rezolvarea ecuațiilor diferențiale trebuie să se introducă anumite condiții de limită, ținîndu-se seama de rezultatele experimentale, pentru a se putea integra acele ecuații, rezultă că în cazul cînd cîmpurile electromagnetice diferă mult între ele, atunci și condițiile inițiale necesare la integrarea ecuațiilor față de cele două puncte, trebuie să difere mult între ele tocmai pentru a se realiza o perfectă concordanță

între rezultatele teoretice și cele experimentale în fiecare din cele două puncte.

În ce privește valabilitatea criteriului în punctul fix de pe pământ, se relevă că o astfel de valabilitate a fost deja verificată experimental prin experimentul efectuat de Michelson-Morley, fără însă să se fi remarcat aceasta, deoarece criteriul nu era cunoscut.

La timpul său s-a arătat că experimentul Michelson-Morley, verifică valabilitatea relațiilor de transformare ale lui Lorentz.

Din lucrare se vede însă că în astfel de experiment verifică în primul rînd valabilitatea criteriului în punctul fix de pe pământ.

Deoarece se demonstrează că valabilitatea relațiilor de transformare ale lui Lorentz, în punctul fix de pe pământ este condiționată de valabilitatea criteriului în acel punct, rezultă că prin experiența lui Michelson-Morley se verifică implicit și valabilitatea relațiilor de transformare.

În fine, datorită valabilității criteriului în punctul fix de pe pământ se mai explică și *postulatul lui Einstein*.

II. CÎMPURILE ELECTROMAGNETICE ÎN PUNCTUL FIX DIN SPAȚIUL P ȘI ÎN PUNCTUL MOBIL P^* CARE SE GĂSEȘTE ÎN STARE DE REPAUS FAȚĂ DE PĂMÎNT

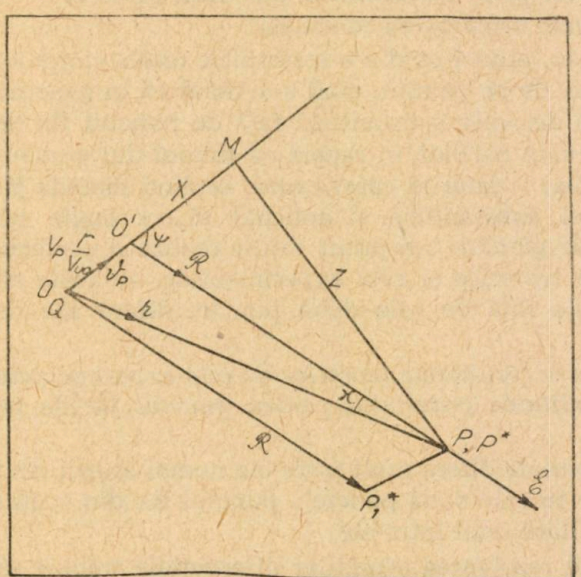


Fig. 1. Cîmpurile electromagnetice în P, P^*.

În fig. 1 se prezintă o sarcină electrică liberă Q, situată pe suprafața unei sfere metalice punctiforme, care se deplasează față de steaua polară, cu viteza pămîntului v_P.

Deci Q se găsește în stare de repaus față de pămînt.

Sarcina electrică Q se găsește în originea sistemu de referințe mobil O' cu viteza v_P. La timpul $t=0$ cele două sisteme de referințe, cel mobil cu originea în O' și cel fix din spațiu cu originea în O, sînt suprapuse în O.

La timpul $t=0$ se consideră momentul cînd starea electromagnetică se propagă de la sarcina electrică Q în toate direcțiile din spațiu.

Starea electromagnetică în punctul P fix din spațiu e evidențiată la timpul t prin *potențialele retardate* scalare și vectoriale $V(t)\,\alpha_B(t)$.

Așa dar în punctul P în stare de repaus față de steaua polară, se găsesc la timpul t potențialele :

$$V(t)=\frac{Q}{\varepsilon_0 l} \quad \mathcal{A}_B(t)=\frac{\mu_0}{c}\,\frac{Q v_P}{l}=\frac{\varepsilon_0\mu_0}{c}\,V(t)\,v_P\,.\ ^{1)} \tag{1}$$

în care prin t se înțelege durata de timp în care starea electromagnetică s-a propagat din O la timpul $t=0$ în punctul P.

Avem :

$$r=\mathrm{v}_{u0}\,t \tag{2}$$

în care v_{u0} exprimă viteza de propagare a stării electromagnetice în spațiul vid.

În timpul t în care starea electromagnetică se propagă din O în P, sarcina electrică punctiformă Q s-a deplasat din O în O'.

Avem :

$$\overline{OO'}=v_P t=v_P\,\frac{r}{V_{u0}}\,. \tag{3}$$

Deoarece la timpul t se cunosc, atît poziția sarcinei electrice Q în O' prin vectorul de poziție $\mathcal{R}$ față de punctul P și potențialele : $V(t)\,\mathcal{A}_B(t)$ în punctul P, înseamnă că se poate determina unghiul ψ pe care îl face viteza v_P cu vectorul de poziție $\mathcal{R}$ (vezi fig. 1).

Din :

$$\sin\chi=\beta\sin\psi$$

cu :

$$\beta=\frac{v_P}{v_{u0}} \tag{4}$$

se obține la timpul t poziția punctului O, unde a fost sarcina electrică Q la timpul $t=0$, atunci cînd starea electromagnetică constatată în P a pornit din punctul O originea sistemului de referință fix din spațiu.

În expresiile potențialelor retardate, apare segmentul l, exprimat în sistemul de referințe fix din spațiu S în forma :

$$l=r\left(1-\frac{v_r}{\mathrm{v}_{u0}}\right) \tag{5}$$

în care v_r reprezintă componenta vitezei v_P după vectorul de poziție r.

Același segment l în sistemul de referințe S' mobil cu originea în O' ia forma :

$$l^2=X^2+[1-\beta^2)\,[Y^2+Z^2) \tag{6}$$

Din (6) se deduce vectorul ℓ în forma :

$$\ell=Xi+\sqrt{1-\beta^2}\,Yj+\sqrt{1-\beta^2}\,Zk \tag{7}$$

care va fi folosit mai tîrziu.

---

[1]) Mărimile scalare se reprezintă prin litere de tipar, iar mărimile vectoriale prin litere cursive mari și mici.

Pe lîngă punctul P fix din spațiu, se introduce și punctul P^* în stare de repaus de pe pămînt, deci mobil în spațiu cu viteza v_P care la timpul t se găsește suprapus peste P.

Din fig. 1 se vede că la timpul $t=0$, punctul P^* care este în stare de repaus și față de sarcina electrică Q, se va găsi în P_1^*, astfel că la timpul t punctul P_1^* devine suprapus peste punctul fix din spațiu P și e exprimat prin P^*.

Se constată că derivatele substanțiale ale funcțiilor potențiale în punctul P^* fix de pe pămînt, sînt nule deoarece sarcina electrică Q se găsește mereu în stare de repaus față de P^*.

Avem :

$$\frac{d'}{dt} V(t)=0=\frac{\partial V}{\partial t}+v_P \nabla) V(t)$$
$$\frac{d'}{dt} \alpha_B(t)=0=\frac{\partial \alpha_B}{\partial t}+(v_P\nabla) \alpha_B(t) \tag{8}$$

de unde se deduc derivatele parțiale în raport cu timpul ale funcțiilor potențiale în punctul P fix din spațiu în formele :

$$\frac{\partial V}{\partial t}=-(v_P\nabla) V \qquad \frac{\partial \alpha_B}{\partial t}=-(v_P\nabla) \alpha_B . \tag{9}$$

Se constată că sarcina electrică Q cu viteza v_P față de steaua polară, produce în punctul fix din spațiu P un cîmp electromagnetic, deoarece condiția :

$$(\nabla \alpha_B)=-\frac{\varepsilon_0\mu_0}{c}\frac{\partial V(t)}{\partial t} \tag{10}$$

care evidențiază existența cîmpului electromagnetic este satisfăcută.

Din (1) rezultă :

$$(\nabla \alpha_B)=(v_P\nabla)\frac{\varepsilon_0\mu_0}{c} V(t)$$

iar din (9) se deduce :

$$(v_P\nabla) V(t)=-\frac{\partial V}{\partial t} .$$

ceea ce înseamnă că condiția de existență a cîmpului electromagnetic din (10) este satisfăcută.

Este deosebit de importantă constatarea că în P apare un cîmp electromagnetic, deoarece știm că în punctul fix de pe pămînt *se constată un cîmp electrostatic.*

Pentru cîmpul electromagnetic din P se obține intensitatea cîmpului electric $\mathcal{E}$ și inducția magnetică $\mathcal{B}$ în formele :

$$\mathcal{E}=-\nabla V-\frac{1}{C}\frac{\partial \alpha_B}{\partial t}=\frac{Q(1-\beta^2)}{\varepsilon_0 l^3}\mathcal{R} \tag{11}$$

$$\mathcal{B}=\frac{\varepsilon_0\mu_0}{C}[v_P\mathcal{E}]. \tag{12}$$

Din (11) se vede, că intensitatea cîmpului electric $\mathcal{E}$ cade în direcția vectorului de poziție $\mathcal{R}$, care vector stabilește poziția sarcinei electrice Q, la timpul t, față de poziția punctului fix din spațiu P.

În P prin $V(t)$ și $\alpha_B(t)$ se constată starea electromagnetică, care la timpul $t = 0$ a început să se propage din punctul O.

Pentru determinarea intensității cîmpului electric $\mathcal{E}^*$ și a inducției magnetice $\mathcal{B}^*$ din punctul P^* fix de pe pământ, ne folosim în cazul de față de *derivatele substanțiale exprimate în formă de integrale de suprafață, cu ajutorul legilor lui Maxwell.*

Ținîndu-se seama de legile lui Maxwell, valabile în punctul fix din spațiu P în formele :

$$\begin{aligned} c\,\mathrm{rot}\,\mathcal{H} &= 4\pi j + \frac{\partial \mathcal{D}}{\partial t} \\ c\,\mathrm{rot}\,\mathcal{E} &= -\frac{\partial \mathcal{B}}{\partial t} \end{aligned} \tag{13}$$

în care :

$$\mathrm{div}\,\mathcal{B} = 0 \qquad \mathcal{D} = \varepsilon_0 \mathcal{E} \qquad \mathcal{B} = \mu_0 \mathcal{H}$$

rezultă că legile lui Maxwell în forma de integrale de suprafață, în punctul fix de pe pământ P^*, în care figurează derivatele substanțiale, devin :

$$\begin{aligned} c\int (ds^* \,\mathrm{rot}\,\mathcal{H}^*) &= 4\pi \int ds\, j + \frac{d'}{dt}\int (ds\,\mathcal{D}) \\ c\int (ds^* \,\mathrm{rot}\,\mathcal{E}^*) &= -\frac{d'}{dt}\int ds\,\mathcal{B} \end{aligned} \tag{14}$$

în care derivatele substanțiale posed formele :

$$\begin{aligned} \frac{d'}{dt}\int (ds\,\mathcal{D}) &= \int \left(ds \left\{ \frac{\partial \mathcal{D}}{\partial t} + v_P \,\mathrm{div}\,\mathcal{D} + \mathrm{rot}\,[\mathcal{D} v_P] \right\} \right) \\ \frac{d'}{dt}\int (ds\,\mathcal{B}) &= \int \left(ds \left\{ \frac{\partial \mathcal{B}}{\partial t} + v_P \,\mathrm{div}\,\mathcal{B} + \mathrm{rot}\,[\mathcal{B} v_P] \right\} \right) \end{aligned} \tag{15}$$

în care :

$$\mathrm{div}\,\mathcal{B} = 0$$

Dacă ținem seama de legile lui Maxwell în formă de integrale de suprafață și pentru punctul fix din spațiul P, în care apar *derivatele parțiale în raport cu timpul* ale mărimilor electrice și magnetice avem :

$$\begin{aligned} c\int (ds\,\mathrm{rot}\,\mathcal{H}) &= 4\pi \int (ds\, j) + \int \left(ds\,\frac{\partial \mathcal{D}}{\partial t} \right) \\ c\int (ds\,\mathrm{rot}\,\mathcal{E}) &= -\int \left(ds\,\frac{\partial \mathcal{B}}{\partial t} \right) \end{aligned} \tag{16}$$

Din (14) și (16) se deduc legile lui Maxwell în punctul fix de pe pământ P^* în funcție de legile lui Maxwell în punctul fix din spațiul P în formele integrale :

$$\begin{aligned} c\int(ds^* \operatorname{rot} \mathfrak{H}^*) &= c\int(ds \operatorname{rot} \mathfrak{H}) + \int(ds\,\{v_P \operatorname{div} \mathfrak{D} + \operatorname{rot}[\mathfrak{D}v_P]\} \\ c\int(ds^* \operatorname{rot} \mathfrak{E}^*) &= c\int(ds \operatorname{rot} \mathfrak{E}) - \int(ds \operatorname{rot}[\mathfrak{B}v_P]) \end{aligned} \tag{17}$$

în care ds^* reprezintă elementul de suprafață mobil cu viteza v_P suprapus peste elementul de suprafață ds fix din spațiu la timpul t, iar $\mathfrak{H}^*$ și $\mathfrak{E}^*$ intensitatea cîmpului magnetic și intensitatea cîmpului electric față de punctul P^* mobil din spațiu care este însă în stare de repaus față de pămînt.

Legile lui Maxwell în formă de integrale de suprafață din (17) le putem folosi ușor în exemplul cîmpului electromagnetic din fig. 1 deoarece avem :

$$j=0 \quad \operatorname{div} \mathfrak{D}=0 \tag{18}$$

Ca urmare din (17) se deduc : $\mathfrak{H}^*$ și $\mathfrak{E}^*$ în punctul fix de pe pământ P^*, cu ajutorul derivatelor substanțiale în formele :

$$\begin{aligned} \mathfrak{H}^* &= \mathfrak{H} + \frac{1}{c}[\mathfrak{D}v_P] \\ \mathfrak{E}^* &= \mathfrak{E} - \frac{1}{c}[\mathfrak{B}v_P] \end{aligned} \tag{19}$$

Deoarece în exemplul luat în punctul P^* care se găsește în stare de repaus și față de sarcina electrică Q, se obțin din (18) și (14) :

$$\begin{aligned} c\int ds^* \operatorname{rot} \mathfrak{H}^*) &= \frac{d'}{dt}\int(ds\,\mathfrak{D}) = 0 \\ c\int(ds^* \operatorname{rot} \mathfrak{E}^*) &= -\frac{d'}{dt}\int(ds\,\mathfrak{B}) = 0 \end{aligned} \tag{20}$$

Ca urmare din (20) rezultă :

$$\operatorname{rot} \mathfrak{H}^* = 0 \quad \operatorname{rot} \mathfrak{E}^* = 0 \tag{21}$$

care exprimă condițiile de existență ale componentelor solenoidale ale cîmpurilor $\mathfrak{H}^*$ și $\mathfrak{E}^*$ din punctul P^*

Din literatură [1] rezultă că div $\mathfrak{H}^*$ și div $\mathfrak{E}^*$ deduse în general din (19) și (21) iau formele :

$$\begin{aligned} \operatorname{div} \mathfrak{H}^* &= \beta^2(\bar{v}_P(\bar{v}_P\nabla)\mathfrak{H}) \cong 0 \\ \operatorname{div} \mathfrak{E}^* &= \frac{4\pi\rho}{\varepsilon_0}(1-\beta^2) + \beta^2(\bar{v}_P(\bar{v}_P\nabla)\mathfrak{E}) \cong \frac{4\pi\rho}{\varepsilon_0}(1-\beta^2). \end{aligned} \tag{22}$$

Relațiile (22) exprimă condițiile de existență ale componentelor potențiale ale cîmpurilor $\mathfrak{H}^*$ și $\mathfrak{E}^*$ din punctul P^*.

Admițîndu-se că componentele normale ale cîmpurilor $\mathcal{H}^*$ și $\mathcal{E}^*$ de pe suprafețele de limită ale acelor cîmpuri sînt nule, rezultă că din (21) și (22) $\mathcal{H}^*$ și $\mathcal{E}^*$ reprezintă un cîmp cuasielectrostatic.

Deoarece în exemplul cîmpului cercetat în lucrare, se cunosc deja, în punctul fix din spațiu P atît $\mathcal{H}$ cît și $\mathcal{E}$, rezultă din (11), (12) și (18)

$$\mathcal{H}^* = \frac{\varepsilon_0}{c}[v_P \mathcal{E}] + \frac{\varepsilon_0}{c}[\mathcal{E} v_P] = 0 \tag{23}$$

$$\mathcal{E}^* = \frac{Q}{\varepsilon_0 l^3}(1-\beta^2)\, l' \tag{24}$$

în care :

$$-\nabla\left(\frac{1}{l}\right) = \frac{l'}{l^3} \tag{25}$$

$$l' = Xi + (1-\beta^2) Yj + (1-\beta^2) Zk. \tag{26}$$

$$\nabla = i\frac{\partial}{\partial x} + j\frac{\partial}{\partial y} + k\frac{\partial}{\partial z}.$$

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{1}{l}\right) = \frac{\partial}{\partial l}\left(\frac{1}{l}\right)\frac{dl}{dX}\frac{dX}{dx}$$

. . . . . .

Spre deosebire de cele menționate în literatură, se constată din (23) că $\mathcal{H}^*$ în P^* este nul, iar din (24) $\mathcal{E}^*$ posedă o formă asemănătoare cu $\mathcal{E}$ din P.

În loc ca $\mathcal{E}^*$ să fie dirijat după $\mathcal{R}$, se constată că $\mathcal{E}^*$ e dirijat după l' din (26).

Totuși între $\mathcal{E}$ și $\mathcal{E}^*$ există o deosebire ; pe cînd $\mathcal{E}$ în punctul fix din spațiul P, apare ca o funcție de timp, deoarece l datorită lui $\mathcal{R}$ variază în timp, intensitatea de cîmp $\mathcal{E}^*$ din punctul fix de pe pămînt P^* apare ca o mărime constantă în raport cu timpul, deoarece l respectiv l' datorită lui $\mathcal{R}$ apare constantă în timp.

Datorită acestui fapt, cum $\mathcal{B}^*$ este nul, cîmpul electric se comportă în P^* ca un *cîmp cvasi electrostatic*, pentru că α_B în punctul fix din spațiu P este diferit de zero.

Din cele prezentate mai sus, rezultă că $\mathcal{E}^*$ și $\mathcal{B}^*$ din punctul fix de pe pămînt P^* au fost deduse din $\mathcal{E}$ și $\mathcal{B}$ din punctul fix din spațiu P, cu ajutorul derivatelor substanțiale (metoda I-a), ceea ce în general nu este posibil.

(Va urma).

BIBLIOGRAFIE

1. R. Gans, *Einführung in die Vektoranalysis.* Verlag Teuber 1913, dritte Auflage, Seite 122.

КАК ОБЪЯСНЯЕТСЯ ПРАВИЛЬНОСТЬ ЗАКОНОВ МАКСВЕЛЯ ПО ОТНОШЕНИЮ К НЕПОДВИЖНОЙ НАЗЕМНОЙ СИСТЕМЕ ОТСЧЁТА. (ЧАСТЬ I-a)

(РЕЗЮМЕ)

Так как вообще, при иследовании электромагнитного поля, не является возможным применить *существенные производны* к электрическим и магнитным величинам из неподвижной пространственной точки P, для определения соответствующих величин в неподвижной наземной точке P, которая во время t накладывается на P, были использованы при определении электромагнитного поля в неподвижной наземной точке, *те же дифференциальные фундаментальные уравнения*, в одинаковых формах что и уравнения для неподвижной пространственной точки P.

DIE GÜLTIGKEIT DER MAXWELLSCHEN GESETZE GEGENÜBER EINEM AN DIE ERDOBERFLACHE GEBUNDENEN BEZUGSSYSTEM. (ESTER TEIL)

(ZUSAMMENFASSUNG)

Im allgemeinen ist bei der Untersuchung eines elektromagnetischen Feldes bei Anwendung der substantiellen Ableitungen der elektrischen und magnetischen Grössen in dem im Raume feststehenden Punkt P, für die Bestimmung derselben Grössen an einem an die Erde festgelegten Punkt P^*, nicht möglich.

Zur Zeit t fallen die Punkte PP^* zusammen. Folglich wird bei der Bestimmung der elektromagnetischen Feldgrössen $\mathfrak{E}^*$ und $\mathfrak{B}^*$ im Punkte P^* die Differentialgleichungen in derselben Form angewendet wie diejenigen die die Feldvektoren im Punkte P bestimmen.

O NOUĂ METODĂ DE ÎNCĂRCARE ÎN SARCINĂ A MAȘINII SINCRONE

DE

A. CÎMPEANU

1. INTRODUCERE

Încercarea la parametrii nominali a mașinii sincrone este una din probele de tip impuse prin norme. Această probă ne dă rezultate concludente cu privire la încălzirea de durată, curentul de excitație, unghiul intern, capacitatea de supraîncărcare etc. În cele ce urmează se prezintă o nouă metodă de încărcare în sarcină nominală a mașinii sincrone de mare putere cu recuperare de energie. Ea constă din cuplarea mecanică și electrică potrivită a mașinii de încercat cu o altă mașină sincronă de încărcare de aceeași putere (fig. 1).

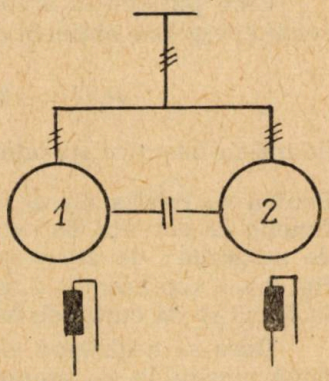


Fig. 1. Schema de cuplare mecanică și electrică pe rețea comună a două mașini sincrone.

Considerentele care justifică din punct de vedere teoretic metoda propusă sînt indicate în [3]. Încărcarea activă și reactivă a mașinii de încercat se realizează în limite largi exclusiv prin intermediul curenților de excitație ai celor două mașini cuplate.

2. DETERMINAREA PE BAZĂ DE CALCUL A UNGHIULUI INTERN ȘI A PUTERII ELECTROMAGNETICE A MAȘINII DE ÎNCERCAT

Fie M_1 mașina studiată în regim de motor ; M_2 mașina auxiliară de încărcare care se consideră identică cu M_1. Puterea electromagnetică a mașinii M_1

$$P_{M_1}=P_1-p_{Cu_1}-p_{Fe_1}=m(UI_1\cos\varphi_1-RI_1^2)-p_{Fe_1}$$

Pe baza diagramei fazoriale întocmite pentru mașina M_1 în regim de motor rezultă următoarea expresie a puterii electromagnetice :

$$P_{M_1}=\frac{mU}{X_{d_1}X_q}\left\{U_{ep_1}(X_q\sin\theta-R\cos\theta)+U\left[R+\frac{1}{2}(X_{d_1}-X_q)\sin 2\theta\right]\right\}-$$

$$-mR\left\{\left(\frac{U_{ep_1}}{X_{d_1}}\right)^2+U^2\left[\left(\frac{\cos\theta}{X_{d_1}}\right)^2+\left(\frac{\sin\theta}{X_q}\right)^2\right]-\frac{2U_{ep_1}\cdot U}{X_{d_1}^2}\cos\theta\right\}-$$

$$-p_{\mathrm{Fe}_1}=P_1(U_{ep_1},\ \theta)-p_{\mathrm{Fe}_1}. \tag{1}$$

În reprezentarea fazorială pentru simplificarea calculelor s-au neglijat pierderile în fier de ele urmînd a se ține cont printr-o valoare constantă în expresia puterii electromagnetice. O expresie analoagă rezultă pentru puterea electromagnetică a mașinii M_2.

$$P_{M_2}=P_2(U_{ep_2},\ \alpha-\theta)+p_{\mathrm{Fe}_2}$$

X_{d_1}, X_{d_2} — reactanțele longitudinale ale mașinii *1* respectiv *2* ;
X_q — reactanța transversală, aceeași pentru ambele mașini ;
α — unghiul electric de decalare a axelor celor două rotoare ;
$\alpha\cdot\theta$ — unghiul intern al mașinii M_2.

Cum puterea la arbore e aceeași pentru ambele mașini din considerente energetice obținem expresia :

$$P_1(U_{ep_1},\ \theta)-P_2(U_{ep_2},\ \alpha-\theta)=2(p_{mec}+p_{\mathrm{Fe}}) \tag{2}$$

(la mașini identice am admis $p_{mec_1}=p_{mec_2}$; $p_{\mathrm{Fe}_1}=p_{\mathrm{Fe}_2}$).

Pentru ca relația (2) să fie utilizabilă trebuie să exprimăm pe U_{ep_1}, U_{ep} funcție de curenții de excitație astfel încît să ținem cont și de fenomenul de saturație ; de asemenea trebuie să considerăm și pe X_d variabil. În fig. 2 s-a reprezentat diagrama fazorială comună a celor două mașini iar în fig. 3 se dă curba de mers în gol $U_1'=f(i_e)$ în valori raportate.

Dacă se neglijează efectul dispersiei saturația după axele *d* ale celor două mașini la un anumit unghi θ este cea corespunzătoare tensiunilor $U_1'=U\cos\theta$ respectiv $U_2'=U\cos(\alpha-\theta)$ (punctul A). În consecință conform fig. 3 se poate scrie pentru tensiunile electromotoare polare :

$$U_{ep_1}=\frac{U_1'}{i_{e_1}'}i_{e_1}=K_1(\theta)\,i_{e_1};$$

$$U_{ep_2}=K_2(\alpha-\theta)\,i_{e_2}. \tag{3}$$

Se consideră că se obține aceeași curbă U' și dacă în axa absciselor se ia curentul de reacție longitudinală a indusului I_d la o astfel de scară încît I_d este egal cu i_e/K' (fig. 3). (K' este raportul dintre componenta curentului de excitație ce echilibrează reacția longitudinală a indusului și curentul din indus, o mărime constantă și care rezultă din construcția triunghiului

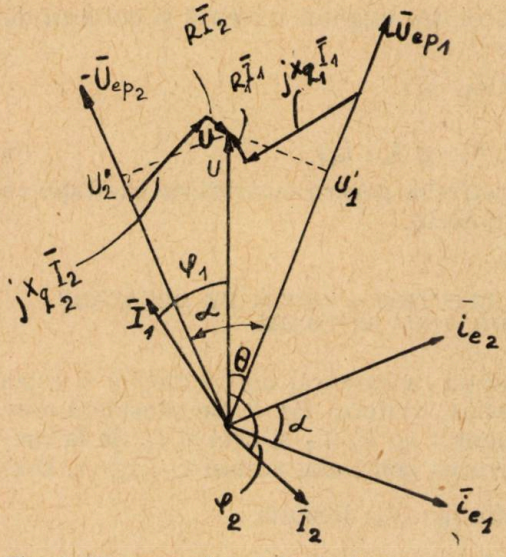


Fig. 2. Diagrama fazorială de funcționare în paralel pe rețea a două mașini sincrone cu decalaj mecanic constant între rotoare.

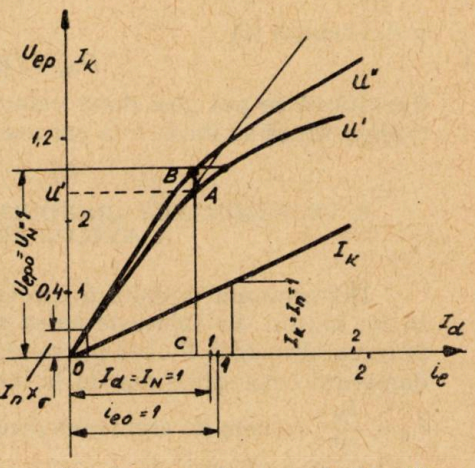


Fig. 3. Determinarea valorilor K', $K_1(\theta)$, $K_2(\alpha-\theta)$.

de scurtcircuit. Se trasează punct cu punct caracteristica $U'+X_\sigma I_d=U''=f(I_d)$. La saturația corespunzătoare tensiunii U' rezultă

$$X_d=\frac{U''}{I_d}=\frac{BC}{OC}$$

OC — la scara curentului I_d.

Pe baza relațiilor de mai sus

$$X_{d_1}=\frac{U_1''}{U_1'}K_1K';\quad X_{d_2}=\frac{U_2''}{U_2'}K_2K'. \tag{4}$$

Notăm $i_{e_1}\frac{U_1'}{U_1''}=i'_{e_1}$; $i_{e_2}\frac{U_2'}{U_2''}=i'_{e_2}$ făcînd înlocuirile în (2) obținem forma finală.

$$i'_{e_1}(X_q\sin\theta-R\cos\theta)-i'_{e_2}[X_q\sin(\alpha-\theta)+R\cos(\alpha-\theta)]+$$

$$+U\left\{\left(\frac{1}{K_1}+\frac{1}{K_2}\right)R-K'\sin(\alpha-2\theta)\cos\alpha-\frac{1}{2}X_q\left[\frac{1}{K_1}\sin^2\theta-\frac{1}{K_2}\sin^2(\alpha-\theta)\right]\right\}-$$

$$-\frac{RX_q}{UK'}(i_{e_1}^2+i_{e_2}^2)-\frac{RU}{K'X_q}\left\{X_q^2\left[\left(\frac{\cos\theta}{K_1}\right)^2+\left(\frac{\cos(\alpha-\theta)}{K_2}\right)^2\right]+\right.$$

$$\left.+K'^2[\sin^2\theta+\sin^2(\alpha-\theta)]\right\}+\frac{2RX_q}{K'}\left[\frac{i_{e_1}}{K_1}\cos\theta+\frac{i_{e_2}}{K_2}\cos(\alpha-\theta)\right]=$$

$$=\frac{2(p_{mec}+p_{Fe})X_qK'}{mU}. \tag{5}$$

BUDAPEST

Relația (5) exprimă legătura căutată dintre unghiul intern θ și curenții de excitație i_{e_1} și i_{e_2}. Se poate deci scrie :

$$\theta = f(i_{e_1}, i_{e_2})$$

și din relația (1)

$$P_{M_1} = f(i_{e_1}, \theta) = g(i_{e_1}, i_{e_2}) \tag{6}$$

Rezultă că se pot găsi două valori potrivite pentru curenții de excitație ca mașina M_1 să se încarce la parametrii doriți.

3. DETERMINAREA UNGHIULUI ELECTRIC α OPTIM DE DECALARE A AXELOR CELOR DOUĂ ROTOARE

Determinăm unghiul α din condiția ca curentul dintre mașini și rețea să fie minim. Se folosește calea grafică, conform fig. 2. Se consideră date puterea absorbită P_1, cos φ_1, randamentul η_1, R, X_q și deci și I_1. Se ia randamentul celor două mașini la încărcarea nominală, același $\eta_1 = \eta_2 = \eta$. Deci $I_{1a} = \frac{I_{2a}}{\eta^2}$. Avem de asemenea condiția $I_{1r} = I_{2r}$. Rezultă :

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{I_{2r}}{I_{2a}} = \frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{\eta^2}; \quad I_2 = I_1 \frac{\sin \varphi_1}{\sin \varphi_2}. \tag{7}$$

Avem prin urmare toate elementele pentru construirea diagramei fazoriale din fig. 2 și deci se obține $\alpha = \alpha_{optim}$. În continuare curenții de excitație se determină conform [4].

4. REZULTATE EXPERIMENTALE

a) Verificarea experimentală a relației de calcul (5).

S-au efectuat încercări pe un motor de 140 kVA cos $\varphi = 0{,}85$ la care se cunosc toate pierderile, rezistența înfășurării indusului, reactanța de dispersie și transversală.

Avem $R = 0{,}05$ ohmi, $X = 0{,}15$ ohmi, $X_q = 0{,}75$ ohmi, $\eta = 0{,}98$, $I_{1n} = 216$ A, $p_{mec} + p_{Fe} = 6\,000$ w.

S-au cuplat rotoarele celor două mașini sub unghiul $\alpha_{cl} = 86°$. Se stabilește $i_{e_1} = 31,\ 20,\ 12{,}5,\ 7{,}5$ A și se reglează i_{e_2}. Se trasează curbele $\theta = f(i_{e_2})$ (fig. 4).

Pe aceeași diagramă se trasează curbele $\theta = f(i_{e_2})$ calculate pe baza relației (5) cu observațiile făcute. Se folosesc pentru determinarea lui K_1, K_2, K', curbele reprezentate în fig. 3 care au fost ridicate experimental pe mașina studiată (se ia $i_{e0} = 17$ A, $I_{dn} = 216$ A, $U_{ep0} = 220$ V). Se observă o corespondență bună între curbele experimentale și teoretice ceea ce justifică considerațiile făcute la stabilirea relației (5). În fig. 5 sînt trasate curbele experimentale $\theta = f(i_{e_1}, i_{e_2})$ și $P_M = f(i_{e_1}, i_{e_2})$ pentru $\alpha = 86°$. Din aceste curbe rezultă imediat la o putere electromagnetică și un unghi intern θ dat valorile necesare ale curenților de excitație.

b) Stabilirea unghiului α_{optim}. Pe baza datelor numerice de mai sus și cu ajutorul relațiilor (7) se calculează tg φ_2, I_2. Avem deci toate elemen-

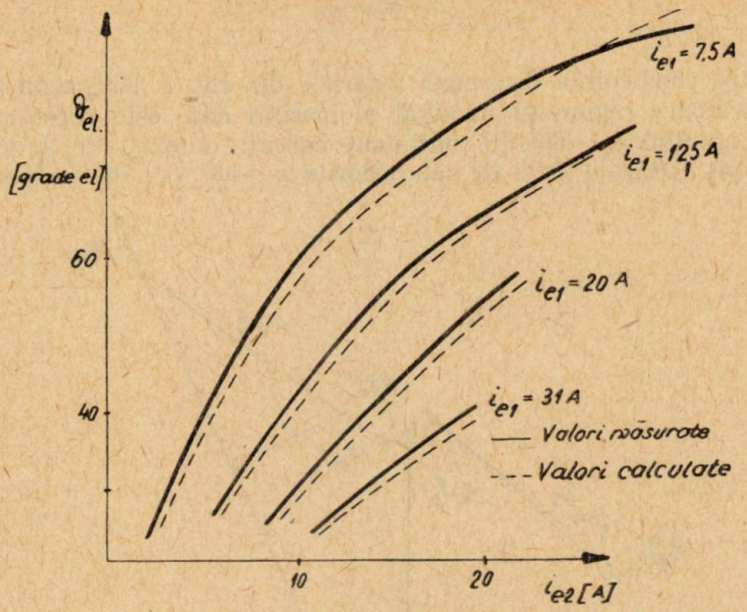


Fig. 4. Curbele $\theta = f(i_{e_2})$ calculate şi ridicate experimental pe o maşină de 140 kVA, cos φ = 0,85, 380 V, 1 500 rpm.

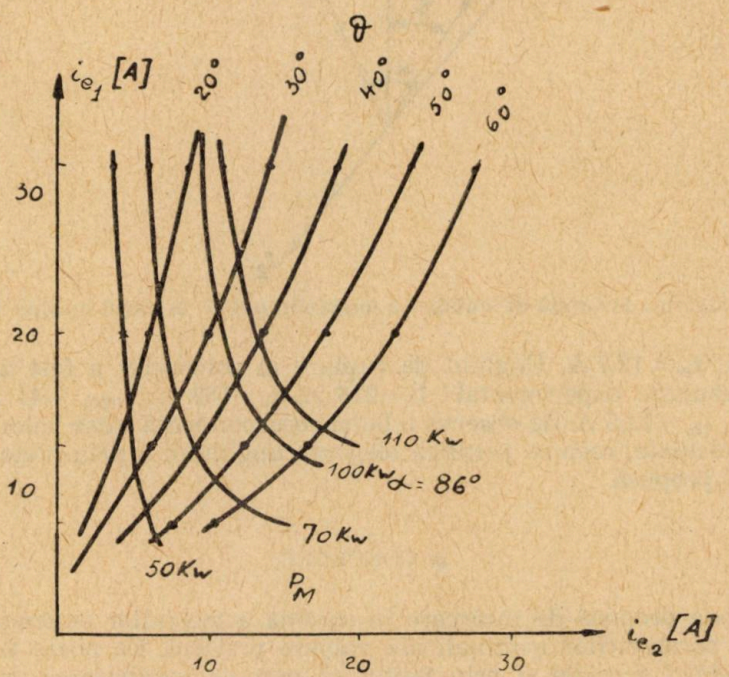


Fig. 5. Curbele $\theta = f(i_{e_1}, i_{e_2})$, $P_M = f(i_{e_1}, i_{e_2})$ ridicate experimental pe maşina de mai sus în cazul $\alpha_{e_1} = 86°$.

tele pentru construirea diagramei fazoriale din fig. 2. Diagrama fazorială corespunzătoare regimului nominal al mașinii date este reprezentată în fig. 6. A rezultat $\alpha_{cl}=66°$. În continuare curenții de excitație se determină conform [4]. Relațiile (7) și (4) dau valorile $\varphi_2=38°$, $I_2=186$ A, $I_{rețea}=38$ A,

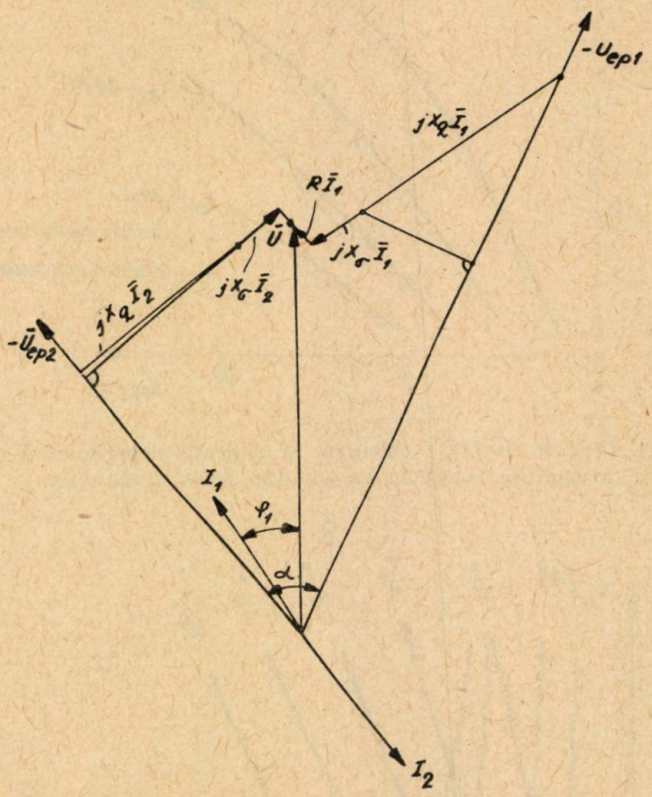


Fig. 6. Diagrama fazorială de stabilire a unghiului optim în cazul mașinii încercate.

$i_{e_1}=30$ A, $i_{e_2}=12{,}7$ A. Unghiul de cuplare al rotoarelor a fost $\alpha_{e_1}=68{,}5°$. Valori rezultate experimental : $I_1=216$ A, $I_2=189$ A, $I_{rețea}=41$ A, $t_{e_2}=$ $=31{,}5$ A, $i_{e_2}=13{,}5$ A. Se observă o bună corespondență între valorile măsurate și calculate, ceea ce justifică alegerea unghiului α prin metoda grafo-analitică propusă.

5. CONCLUZII

Metoda propusă de încărcare în sarcină a mașinilor sincrone cu respectarea parametrilor nominali are valoare practică. Ea poate fi utilizată fără pregătiri speciale și prin faptul că permite recuperarea de energie, este de neînlocuit în cazul încercărilor mașinilor de putere mult mai mare decît puterea instalată a standului de probe.

BIBLIOGRAFIE

1. Jerve, *Incercări industriale ale mașinilor electrice.* Ed. Tehn. București, 1961.
2. Nürnberg, *Incercări de mașini electrice.* (Limba rusă). Gosenergoizdat 1959.
3. A. Cîmpeanu, Contribuție la studiul unui regim particular special al mașinii sincrone. Bul. I.P.T. Tom. 9, (23) p. 203.
4. I. S. Gheorghiu, *Mașini electrice* Vol. III. *Mașina sincronă.*

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТОДА ИСПЫТАНИЯ ПОД НАГРУЗКОЙ СИНХРОННОЙ МАШИНЫ

(РЕЗЮМЕ)

Работа содержит теоретическое и экспериментальное исследование нового испытательного метода под нагрузкой высокопомощных синхронных машин. Указывается что в случае двух синхронных машин включенных параллельно в сеть с постоянным механическим опережением между роторами, внутренний угол и электромагнитная мощность одной из машин являются величинами зависящими только от возбуждающих токов. Приводится метод предопределения оптимального угла механического опережения роторов обеих машин, так чтобы необходимая мощность сети на группу машин, была минимальной.

Теоретические результаты проверены опытным путем.

THEORETISCHES UND EXPERIMENTELLES STUDIUM EINER VERSUCHSMETHODE UNTER BELASTUNG FÜR SYNCHRONMASCHINEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Die Arbeit betrifft ein theoretisches und experimentelles Studium einer neuen Versuchsmethode unter Belastung mit Energierückgewinnung für Synchronmaschinen grösserer Leistung. Es wird gezeigt dass im Falle zweier paralell ans Netz gekoppelter Synchronmaschinen mit einem konstanten mechanischen Verschiebungswinkel zwischen den Achsen der Läufer, der interne Winkel und die elektromagnetische Leistung Grössen sind die nur vom Wert des Erregerstromes abhängen.

Eine Methode zur Bestimmung des günstigsten Verschiebungswinkels zwischen den Läufern wird angegeben so dass die vom Netz übernommene Leistung für beide Maschinen so klein wie möglich gehalten wird.

Die Ergebnisse der theoretischen Untersuchungen sind durch Versuche geprüft.

AMPLIFICATOR OPERAȚIONAL TRANZISTORIZAT *

DE

T. MUREȘAN

I. INTRODUCERE

Scopul acestei lucrări a fost realizarea unui amplificator operațional cu performanțe ridicate în vederea construirii în cadrul Centrului de calcul al Institutului politehnic din Timișoara a unui calculator analogic modern.

Pentru asigurarea unei precizii ridicate a calculelor efectuate și pentru obținerea vitezei de calcul care să permită funcționarea calculatorului în timp real este necesar ca amplificatoarele operaționale folosite să aibe următoarele calități principale :

— cîștig mare în circuit deschis, pentru asigurarea unor erori statice reduse ;

— bandă de trecere largă, ceea ce permite asigurarea unei funcționări rapide a calculatorului și obținerea unor erori dinamice mici ;

— defazaje mici introduse de amplificator și elementele operaționale pasive, în scopul asigurării stabilității amplificatorului la închiderea buclei de reacție ;

— deriva nulului și tensiunea de zgomot la ieșire să aibă valori reduse.

Pentru obținerea calităților enumerate se impun amplificatorului și o serie de condiții privind impedanța de intrare și ieșire, valorile elementelor de circuit operaționale și forma caracteristicii de frecvență în circuit deschis.

II. DESCRIEREA SCHEMEI AMPLIFICATORULUI

În fig. 1 este prezentată schema bloc a amplificatorului operațional realizat. Elementele principale ale schemei sînt preamplificatorul de tensiune alternativă *1*, amplificatorul cu cuplaj direct *2* și amplificatorul cu modulare și demodulare *3*. Se vede că semnalul de intrare se poate trans-

* Lucrare comunicată la sesiunea științifică a cadrelor didactice din I.P.T. la data de 19 martie 1966.

mite amplificatorului cu cuplaj direct *2* pe două căi — una formată de R_1, amplificatorul cu modulare și demodulare *3* și R_2 — cealaltă constituită de C_1, preamplificatorul *1* și C_2. Tensiunea continuă și de joasă frecvență sînt transmise prin primul canal iar tensiunile de frecvență mai înaltă prin cel de-al doilea. Trecerea frecvențelor înalte prin canalul inferior nu este posibilă datorită existenței filtrului R_2C_2 iar trecerea componentei continue prin canalul superior este blocată de capacitățile C_1, C_2.

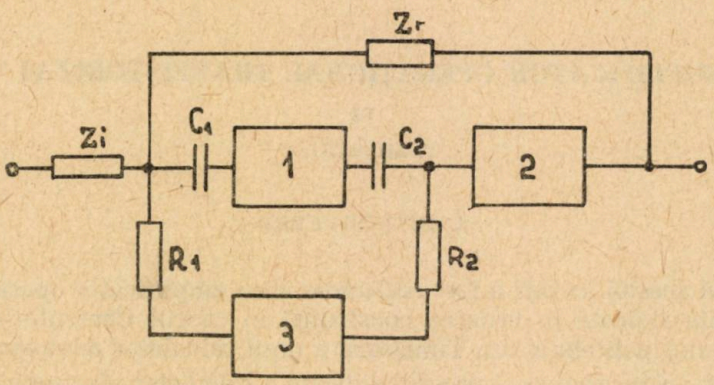


Fig. 1.

Schema bloc adoptată [1] nu diferă prea mult de schema clasică a lui Goldberg însă are față de aceasta avantajul blocării derivei preamplificatorului *1* cu ajutorul condensatorului C_2 și a unei valori mai mici a constantei de timp a filtrului de la ieșirea amplificatorului cu modulare și demodulare *3*.

Schema dataliată a amplificatorului operațional realizat este prezentată în fig. 2.

Preamplificatorul de tensiune alternativă cuprinde două etaje (tranzistoarele T_1 și T_2). Primul este un etaj amplificator de tensiune cu impedanță de intrare mare și zgomot redus iar cel de-al doilea un repetor de emiter care are rolul de a asigura curentul de comandă necesar amplificatorului cu cuplaj direct la cea mai înaltă frecvență pentru care se dorește obținerea excursiei maxime a tensiunii de ieșire.

Amplificatorul cu cuplaj direct este format din trei etaje (tranzistoarele T_3, T_4, T_5, T_6 și T_7). În circuitul de colector al primului etaj (T_3) este plasat tranzistorul T_4 care funcționează ca generator de curent constant și dă posibilitatea ca la o tensiune de alimentare relativ redusă și o amplificare de curent ridicată, punctul de funcționare în repaus al tranzistorului T_3 să fie stabilit la o valoare mare a curentului de colector. Această valoare a curentului de colector este astfel aleasă încît tranzistorul T_3 să poată furniza bazei tranzistorului T_5 curentul de comandă necesar obținerii excursiei maxime a tensiunii de ieșire chiar la o frecvență la care impedanța circuitului de corecție $R_{13}C_5L$ devine practic egală cu R_{13}.

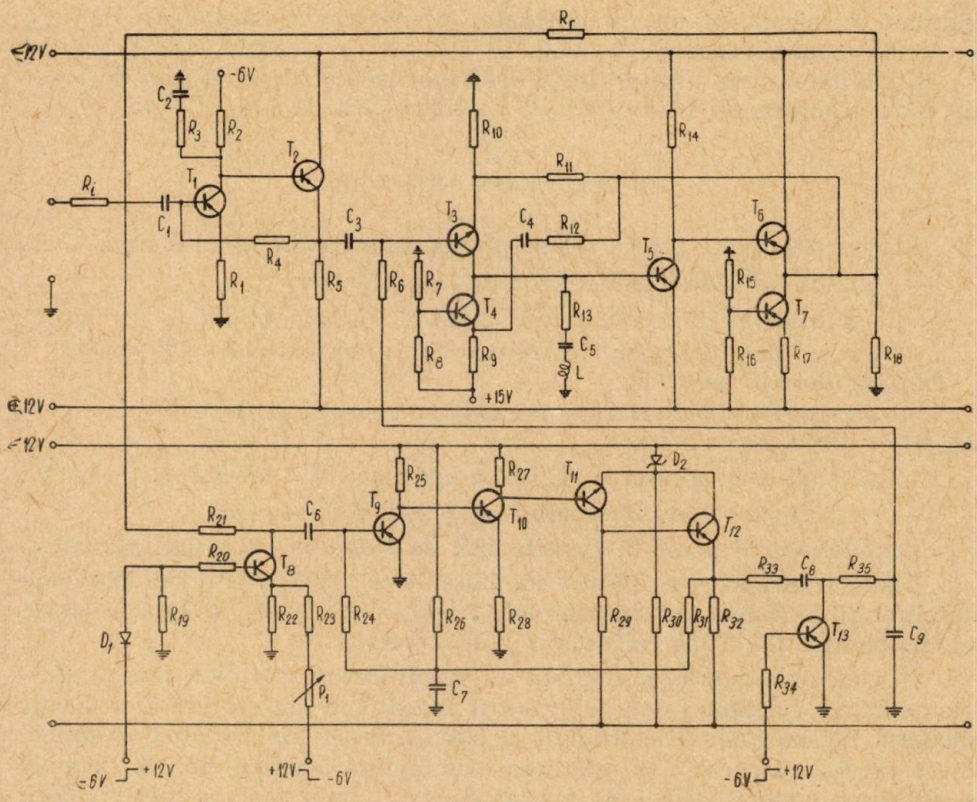


Fig. 2.

Cel de-al doilea etaj al amplificatorului cu cuplaj direct folosește tranzistorul T_5 la colectorul căruia este conectată intrarea etajului amplificator de putere. Tranzistoarele care intră în componența etajului amplificator de putere sînt T_6 și T_7. Tranzistorul T_6 funcționează ca repetor de emiter iar T_7 ca generator de curent constant. O astfel de schemă asigură pe lîngă o impedanță de ieșire redusă un factor de utilizare ridicat al tensiunii de alimentare. Stabilitatea cîștigului amplificatorului cu cuplaj direct este asigurată printr-o reacție negativă globală (R_{11}).

Amplificatorul cu modulare și demodulare cuprinde tranzistoarele T_8, T_9, T_{10}, T_{11}, T_{12} și T_{13}. Întrerupătorul de intrare este realizat cu T_8 iar cel de ieșire cu T_{13}. Tranzistoarele T_9, T_{10}, T_{11} și T_{12} formează amplificatorul tensiunii modulate, repetorul de emiter T_{12} asigurînd o impedanță de ieșire redusă și totodată o amplificare de tensiune mare pentru etajul T_{11}. Amplificatorul fiind cu cuplaj direct pentru reducerea derivei se folosește bucla de reacție negativă realizată cu rezistențele R_{24} și R_{32}. Comanda întrerupătoarelor de intrare și ieșire se face cu tensiune dreptun-

ghiulară furnizată de un multivibrator nesimetric cu factor de umplere $m=5$ (250 μ sec şi 50 μ sec).

Stabilitatea amplificatorului operaţional la închiderea buclei de reacţie este asigurată prin circuitele de corecţie C_2R_3, $C_5R_{13}L$ şi C_4R_{12}.

III. REZULTATE OBŢINUTE

Principalele caracteristici ale amplificatorului operaţional realizat sînt :

— amplificarea de tensiune continuă $A_u=5\cdot 10^6$;

— amplificarea de tensiune la $f=1\,000$ Hz $A_{u\,1000}=3\cdot 10^3$;

— banda de frecvenţe în regim de invertor ($R_r=100$ kΩ) $\Delta f=$ $=200$ kHz (definită la 3 dB) ;

— deriva de lungă durată la temperatură constantă în regim de invertor ($R_r=100$ kΩ) $\Delta u=200$ μV ;

— tensiunea de zgomot în regim de invertor ($R_r=100$ kΩ) $U_{ss}=2$ mV ;

— excursia tensiunii de ieşire $U_{max}=\pm 10$ V (la 4 mA).

Amplificatorul poate fi folosite atît ca sumator cît şi ca integrator.

Toate tranzistoarele folosite în afară de T_3 şi T_{11}, sînt de fabricaţie autohtonă. Folosirea tranzistoarelor n—p—n, T_3 şi T_{11} a fost necesară numai pentru simplificarea cuplajului dintre etaje.

În concluzie, lucrarea prezintă un amplificator operaţional cu performanţe bune, corespunzător pentru a fi folosit într-un calculator analogic modern. Schema amplificatorului cu cuplaj direct are trăsături originale în ce priveşte structura ei, plasarea avantajoasă a circuitelor de corecţie şi folosirea generatoarelor de curent constant în scopul obţinerii valorii maxime a excursiei tensiunii de ieşire pînă la frecvenţe ridicate.

Menţionăm că performanţele amplificatorului pot fi substanţial îmbunătăţite fără modificări în schemă prin simpla înlocuire a tranzistoarelor T_5, T_6, T_7 şi T_8 cu tranzistoare cu siliciu de care autorul nu a dispus în perioada elaborării lucrării.

BIBLIOGRAFIE

1. D. Leighton Davies, S. F. Miles, The D. C. Gain of an Operational Amplifier, Electronic Enginering 1962. 34. nr. 410, p. 249—251.

ОПЕРАЦИОНАЛЬНЫЙ ТРАНЗИСТОРНЫЙ УСИЛИТЕЛЬ

(РЕЗЮМЕ)

В работе представлен операциональный усилитель высокого качества. Схема усилителя имеет оригинальные черты, с точки зрения ее структуры, выгодного расположения корректирующих контуров и ис-

пользования генераторов постоянного тока для получения максимальных значений изменения выходного напряжения до высоких частот.

Усилитель может быт использован как в режиме слогателя, так и в режиме интегратора.

TRANSISTORISIERTER OPERATIONSVERSTÄRKER

(ZUSAMMENFASSUNG)

Die vorliegende Arbeit beschreibt einen Operationsverstärker hoher Leistung. Das Verstärkerschema ist teilweise originell, und zwar sind die Korrektionskreise in einer neuen Weise angeordnet und der Gebrauch der Transistoren-Gleichstromgeneratoren erlaubt die maximale Ausgangsspannung bis zur hohen Frequenz. Der Verstärker kann als Addiereinheit wie auch als Integriereinheit gebraucht werden.

ÎN LEGĂTURĂ CU FOLOSIREA DESCĂRCĂTOARELOR CU REZISTENȚĂ VARIABILĂ PENTRU PROTECȚIA ÎMPOTRIVA SUPRATENSIUNILOR CE APAR LA DECONECTAREA LINIILOR DE 110—220 kV ÎN GOL *

DE

V. NEGRU

Pînă în urmă cu 20—25 ani, problema coordonării izolației sistemelor electroenergetice se rezolva din punctul de vedere al protecției împotriva supratensiunilor atmosferice, cu alte cuvinte nivelul de izolație se alegea în așa fel încît izolația să poată suporta acțiunea marei majorități a supratensiunilor interne. Creșterea tensiunilor nominale însoțită de creșterea corespunzătoare a supratensiunilor interne a condus la necesitatea reconsiderării acestui principiu, deoarece, mergînd mai departe pe această cale s-ar fi ajuns la nivele de izolație superioare, care la rîndul lor ar fi dus la creșterea gabaritelor instalațiilor și la majorarea costului lor.

Introducerea în exploatare, în perioada de după război a unor tipuri noi, perfecționate de descărcătoare cu rezistență variabilă, folosite pentru protecția împotriva supratensiunilor atmosferice, a permis micșorarea rigidității la impuls a izolației sistemelor electroenergetice. În acest fel, alegerea nivelului de izolație necesar, a început să fie dictată de valoarea posibilă a supratensiunilor interne, limitarea cărora a devenit o problemă de prim ordin.

Cercetările efectuate într-o serie de țări au arătat că descărcătoarele cu rezistență variabilă cu caracteristici îmbunătățite, pot fi folosite cu succes pentru limitarea supratensiunilor interne. Folosirea unor asemenea descărcătoare a permis limitarea acestora, în sistemele cu tensiunea nominală 330—500 kV, la 2,5 U_f [1], ceea ce a dus la obținerea unui efect economic foarte important.

Lipsa unor măsuri adecuate de limitare a supratensiunilor interne în instalațiile de 110—220 kV, face ca în momentul de față nivelul de izolație al acestora să fie în jur de 3,5 U_f, stabilit la această valoare din considerente de prevenire a avariilor ce ar putea fi provocate de supratensiunile interne, care pot obține astfel de valori [2]. Dintre acestea, cele mai des

---

* Lucrare comunicată la cea de-a XII-a sesiune de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T. din 18—20 martie 1966.

întîlnite în exploatare sînt cele care apar la deconectarea liniilor în gol. Principala lor caracteristică constă în aceea că ele nu sînt legate de regimurile de avarie, ci de operații normale de comutare ; în același timp în comparație cu alte tipuri de supratensiuni interne, de exemplu cu cele care apar la deconectarea sarcinilor mici inductive, aceste supratensiuni sînt cele mai periculoase din punctul de vedere al izolației, ca urmare a duratei lor mari.

Ținînd seama de cele de mai sus, rezultă că problema limitării supratensiunilor ce apar la deconectarea liniilor de 110—220 kV în gol, ar putea avea un efect economic favorabil, dacă această limitare este posibilă.

Lucrarea își propune să analizeze posibilitățile de limitare a supratensiunilor ce apar la deconectarea liniilor de 110—220 kV în gol, cu ajutorul descărcătcarelor cu rezistență variabilă și să determine condițiile pe care acestea trebuie să le îndeplinească în cazul folosirii lor ca elemente de protecție.

LIMITAREA SUPRATENSIUNILOR CU AJUTORUL DRV

Instalațiile cu tensiunea nominală de 110—220 kV, au nulul pus efectiv la pămînt, așa încît schema studiată este cea arătată în fig. 1. Sursa de tensiune sinusoidală alimentează linia peste reactanța X_0^*, care dacă puterea sistemului este considerată infinită, reprezintă reactanța de dis-

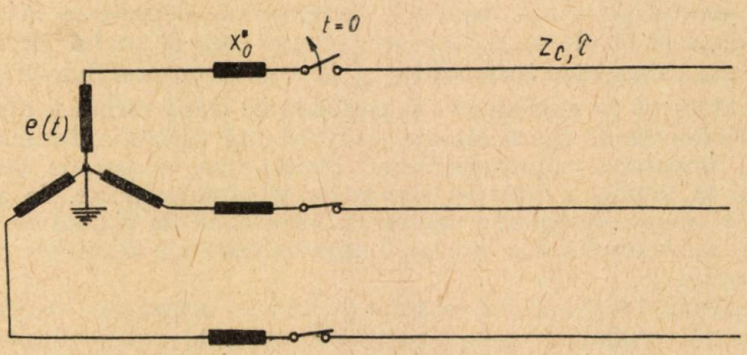
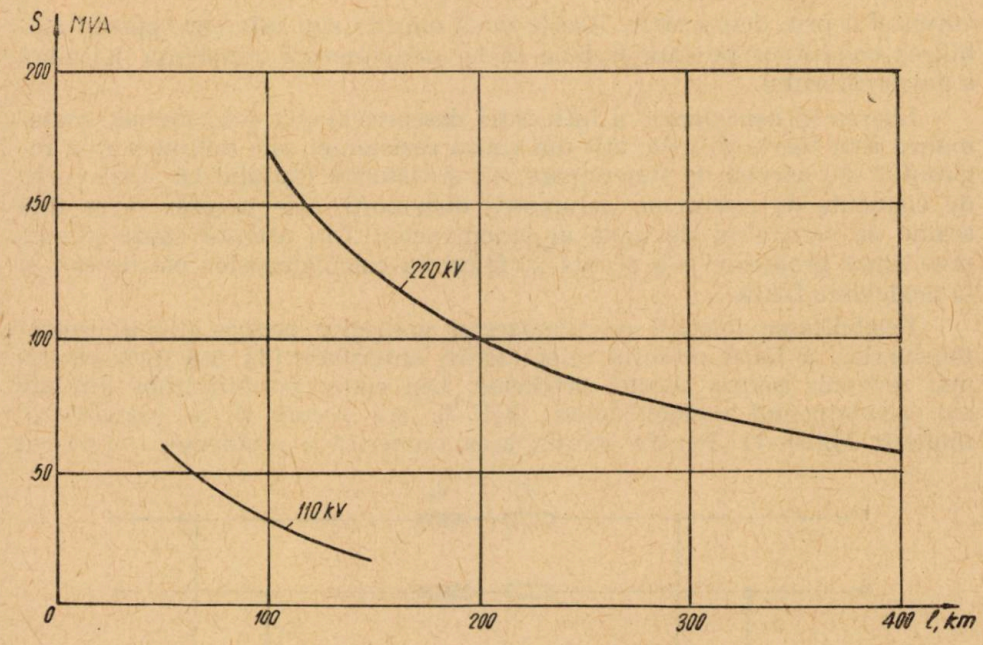


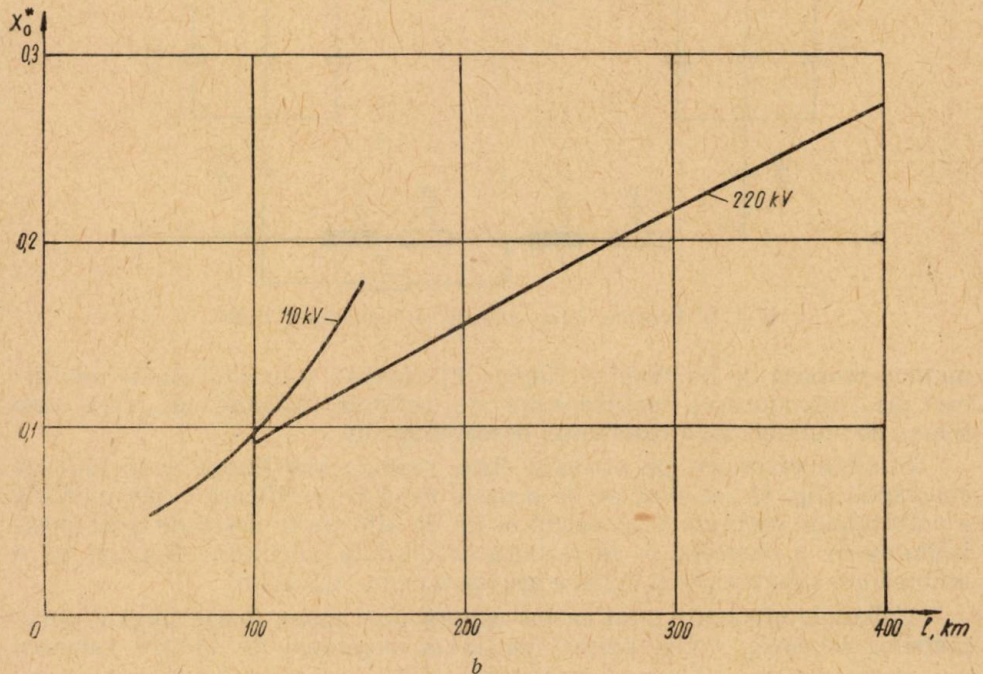
Fig. 1. Schema echivalentă de calcul.

persie a transformatorului. Limitele de variație ale acestei reactanțe (fig. 2, *a*), se pot determina plecînd de la curbele care dau dependența puterii limită ce poate fi transportată pe o linie de lungime dată [3]. Dacă se admit ca mărimi de bază $Z_c = 400\ \Omega$, $e_{sc} = 10{,}5\%$ pentru transformatoarele de 110 kV și $e_{sc} = 13\%$ pentru transformatoarele de 220 kV, atunci dependența mărimii reactanței de lungimea liniei este reprezentată în fig. 2, *b*.

Din punctul de vedere al funcționării descărcătorului cu rezistență variabilă, e necesară determinarea amplitudinii și duratei de trecere a



a



b

Fig. 2. Dependența puterii limită transportate de lungimea liniei ; *b* — Dependența reactanței de dispersie a transformatorului de lungimea liniei.

curentului prin descărcător. Aceste două mărimi sînt cele care permit stabilirea condițiilor pe care trebuie să le îndeplinească rezistența neliniară a descărcătorului.

Luarea în considerare a influenței descărcătorului prin metode matematice este foarte dificilă, atît din cauza rezistenței sale neliniare și a regimului său special de funcționare, cît și datorită faptului că fiind vorba de elemente de circuit cu parametrii distribuiți, este necesar să se țină seama de caracterul de undă al fenomenelor. Din această cauză pentru rezolvarea problemei s-a recurs la folosirea calculatoarelor electronice și la modelarea fizică.

Posibilitatea folosirii calculatoarelor analogice pentru studiul supratensiunilor, a făcut obiectul unei lucrări anterioare [4], așa încît aci nu mai revenim asupra acestei probleme. Din cauza posibilităților limitate ale calculatorului analogic folosit (MN-7), s-a recurs și la calculatorul numeric Minsk-11. Pentru soluționarea numerică a problemei s-a folosit

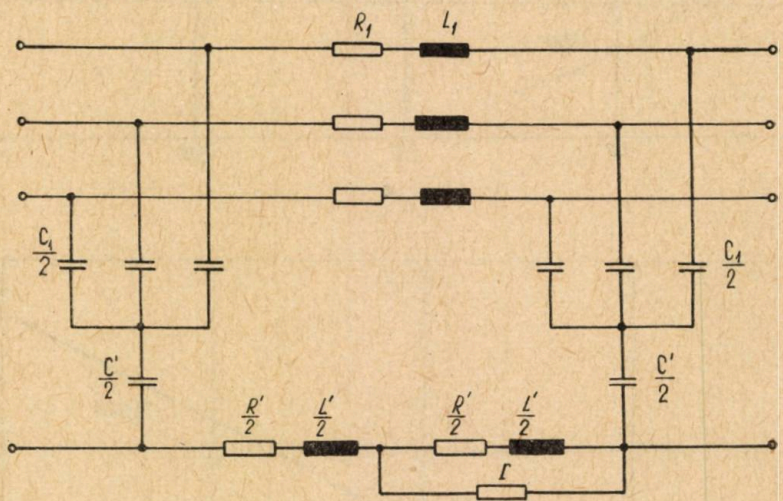


Fig. 3. Schema unui element al modelului liniei.

metoda propusă de Barthold și Karter [5], căreia i s-au adus unele modificări prin introducerea coeficientului de reflexie dinamic [6], care ține seama de neliniaritatea rezistenței descărcătorului.

Studiile efectuate pe modelul fizic, realizat sub forma unui lanț de cuadripoli (fig. 3), au avut pe de o parte rolul de verificare experimentală a rezultatelor obținute prin calcul și pe de altă parte acela de a da posibilitatea de a controla în ce măsură rezultatele calculului efectuat pe o schemă monofazată pot fi extinse asupra schemei trifazate.

Calculele efectuate s-au extins asupra unei game foarte largi a parametrilor schemei. Astfel pentru tensiunea nominală de 110 kV valoarea reactanței s-a ales $X_0^* = 0{,}05$ și $X_0^* = 0{,}40$, ceea ce corespunde unei puteri a stației de 64 MVA, respectiv 8 MVA, iar pentru tensiunea nominală de

220 kV, valoarea reactanței s-a ales $X_0^* = 0{,}10$ și $X_0^* = 0{,}20$, ceea ce corespunde unei puteri a stației de 157 MVA și respectiv 78,5 MVA ; aceste valori au fost adoptate în calcul ca fiind cele mai probabile care se întîlnesc în condiții reale.

În ceea ce privește descărcătorul, calculele s-au efectuat prin amplasarea acestuia atît la începutul liniei cît și la sfîrșitul ei ; tensiunea de amorsare adoptată a fost de $2{,}2\ U_f$, iar caracteristica tensiune-curent a descărcătorului a fost calculată cu formula

$$U = AI^{\alpha} \qquad (1)$$

unde coeficientul de neliniaritate α a fost adoptat 0,20 și 0,35 iar $A = 206$ pentru tensiunea nominală 110 kV și $A = 412$ pentru tensiunea nominală 220 kV.

Lungimea liniei deconectate a fost modificată între 0—400 km.

Pa baza rezultatelor obținute au fost construite curbele tensiunii la începutul și sfîrșitul liniei și pe descărcător (fig. 4) pentru diferiți parametri ai schemei și diferiți parametri și locuri de instalare a descărcătoruluì. În grafice sînt de asemenea reprezentate curbele tensiunii la începutul și sfîrșitul liniei în lipsa descărcătorului (linie plină).

Din analiza acestor curbe se pot trage următoarele concluzii :

1. În toate cazurile studiate, în urma funcționării DRV, tensiunea reziduală U_{rez} este totdeauna mai mică decît tensiunea de amorsare a spațiului disruptiv. Acest lucru este condiționat de faptul că în comparație cu funcționarea DRV folosite pentru protecția împotriva supratensiunilor atmosferice (cînd tensiunea reziduală e mai mare decît tensiunea de amorsare), curentul prin rezistența descărcătorului este cu aproximativ un ordin de mărime mai mic.

2. Cu creșterea lungimii liniei deconectate tensiunea reziduală crește ușor. Mărimea reactanței X_0^*, adică puterea sursei, influențează puțin asupra mărimii tensiunii reziduale ; se manifestă tendința de majorare a acesteia cu micșorarea reactanței X_0^*.

3. Descărcătorul cu rezistență variabilă acționează efectiv și limitează supratensiunea numai în locul în care acesta este instalat ; cu alte cuvinte amplasarea DRV la începutul (sfîrșitul) liniei, influențează puțin asupra valorii supratensiunilor la sfîrșitul (începutul) liniei. Din acest punct de vedere mai eficace este descărcătorul amplasat la sfîrșitul liniei.

Prin urmare, folosirea DRV permite limitarea supratensiunilor ce apar la deconectarea liniei în gol, în cazul amplasării lui simultane la începutul și sfîrșitul liniei, de la valori periculoase pentru izolație la valoarea tensiunii de amorsare U_{am} a descărcătorului.

CONDIȚIILE DE FUNCȚIONARE ALE DRV

Posibilitatea realizării protecției împotriva supratensiunilor interne cu ajutorul descărcătoarelor cu rezistență variabilă, este condiționată de energia degajată în rezistența neliniară a acestora, energie care poate fi inadmisibil de mare din punctul de vedere al capacității de trecere a descărcătorului.

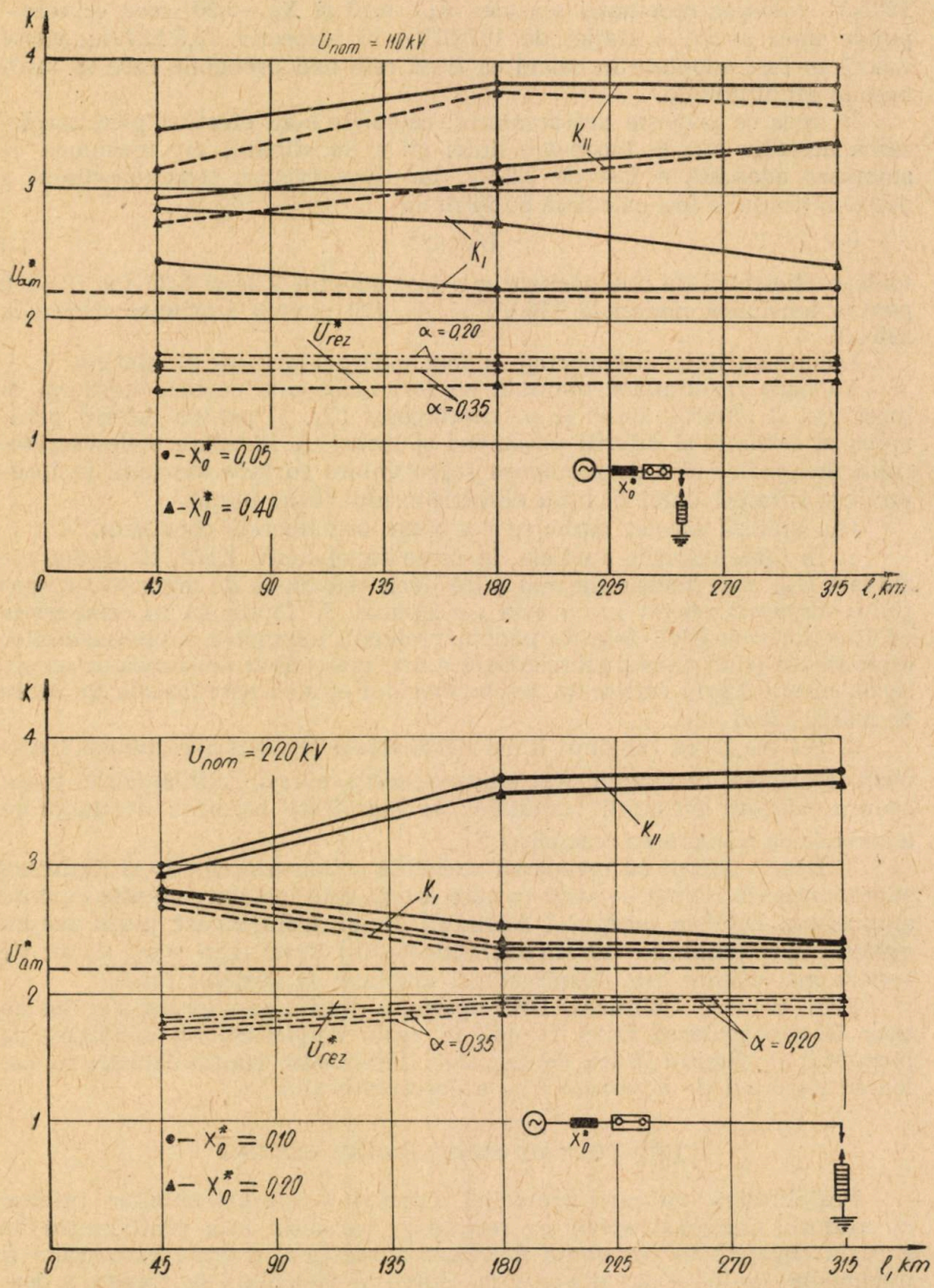


Fig. 4. Influența DRV asupra valorii supratensiunilor.

În fig. 5 sînt prezentate rezultatele determinării la calculatorul numeric a curentului peste descărcător, din valoarea cunoscută a tensiunii reziduale și caracteristica tensiune-curent a acestuia de asemenea cunoscută. Principalele concluzii din acest punct de vedere sînt următoarele :

1. Prin schimbarea parametrilor schemei în limitele amintite, curentul prin descărcător se schimbă de la $340\,A_{max}$ pînă la $575\,A_{max}$ pentru $U_{nom}=110$ kV și de la $600\,A_{max}$ la $890\,A_{max}$ pentru $U_{nom}=220$ kV. In general, la aceiași parametrii, curenții prin DRV sînt mai mari la 220 kV decît la 110 kV.

2. Parametrii schemei, adică lungimea liniei deconectate l și reactanța X_0^*, influențează asupra mărimii curentului în același fel ca și asupra tensiunii reziduale, cu singura deosebire că din cauza caracterului neliniar al caracteristicii tensiune-curent, această influență este mult mai accentuată.

3. Curentul prin descărcătorul amplasat la sfîrșitul liniei, este îndeobște mai mare decît în cazul amplasării sale la începutul liniei, mai ales pentru lungimi mari ale acesteia ; în diapazonul dat al variației parametrilor schemei, această diferență este de 2—12%.

În afara parametrilor descărcătorului însăși, la condițiile sale de funcționare o influență puternică au parametri schemei ; dintre aceștia lungimea liniei are o importanță deosebită. Acest lucru rezultă din fig. 6 de unde se vede că durata de trecere a curentului prin descărcător, determinată ca mărimea intervalului de timp din momentul amorsării pînă în momentul scăderii la jumătate a curentului, este proporțională cu lungimea liniei deconectate, sau mai precis se găsește cuprinsă între τ și 2τ, unde τ este timpul de propagare al undei în lungul liniei.

În tabelul I sînt prezentate comparativ rezultatele determinării amplitudinii curentului, prin cele trei metode amintite, pentru $U_{nom}=110$ kV, $\alpha=0{,}35$ și $X_0^*=0{,}40$.

Tabelul I

Valoarea curenților prin DRV pentru $U_{nom}=110$ kV, $\alpha=0{,}35$, $X_0^*=0{,}40$

Locul amplasării DRV	Începutul liniei			Sfîrșitul liniei		
Metoda / 1 km	Model fizic	Calc. analogic	Calc. numeric	Model fizic	Calc. analogic	Calc. numeric
100	350—375	—	405	350—380	400	405
200	395—415	405	440	370—400	415	445
300	400—440	—	465	395—430	450	480
400	410—455	—	—	415—440	445	—

Trebuie remarcat faptul că rezultatele modelării fizice și matematice, au fost obținute prin reproducerea reaprinderii arcului în întrerupător, la valoarea maximă a tensiunii de restabilire, în timp ce soluționarea numerică corespunde unei faze a reaprinderii arcului $\varphi=60°$.

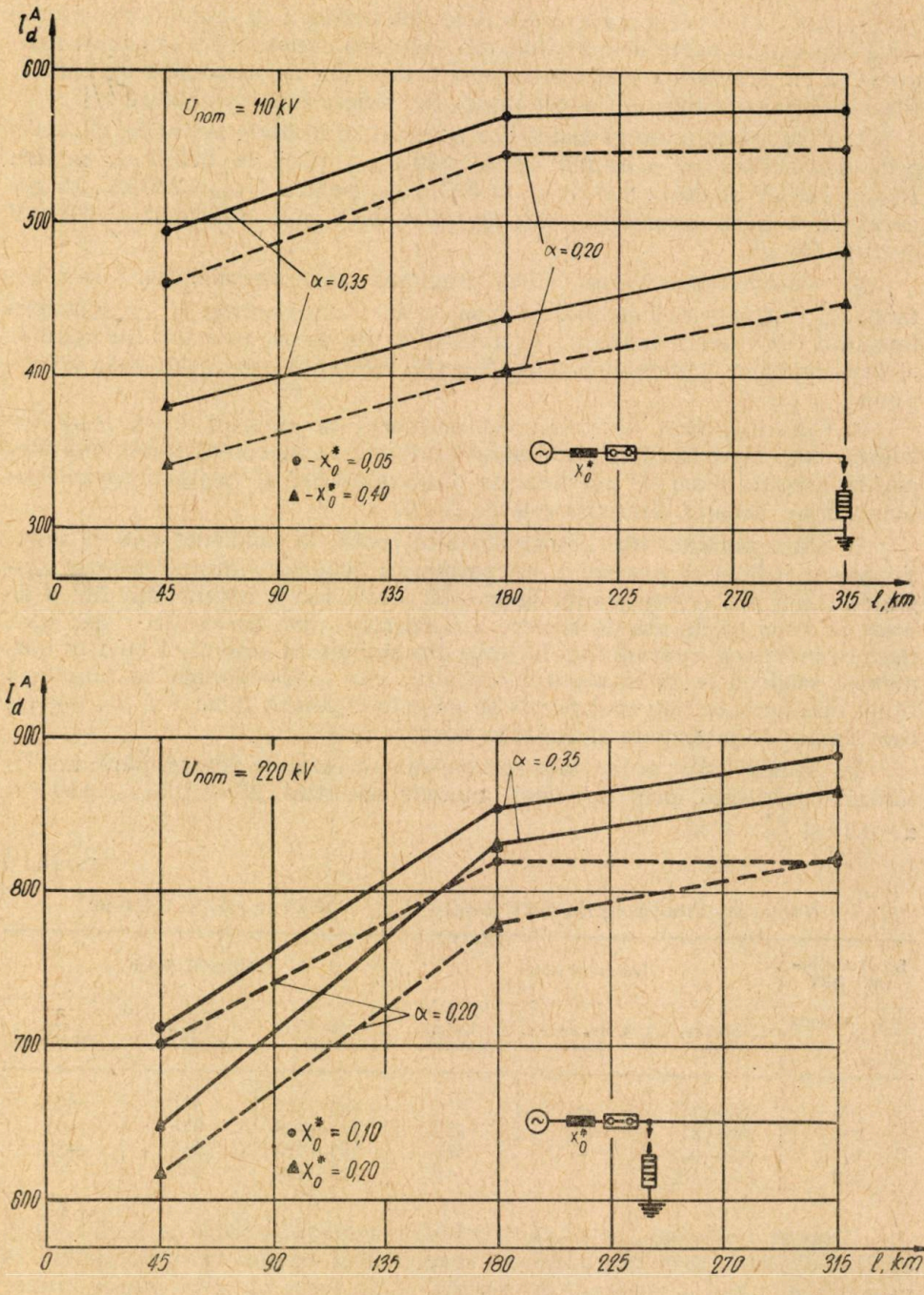


Fig. 5. Dependența curentului prin DRV de lungimea liniei deconectate.

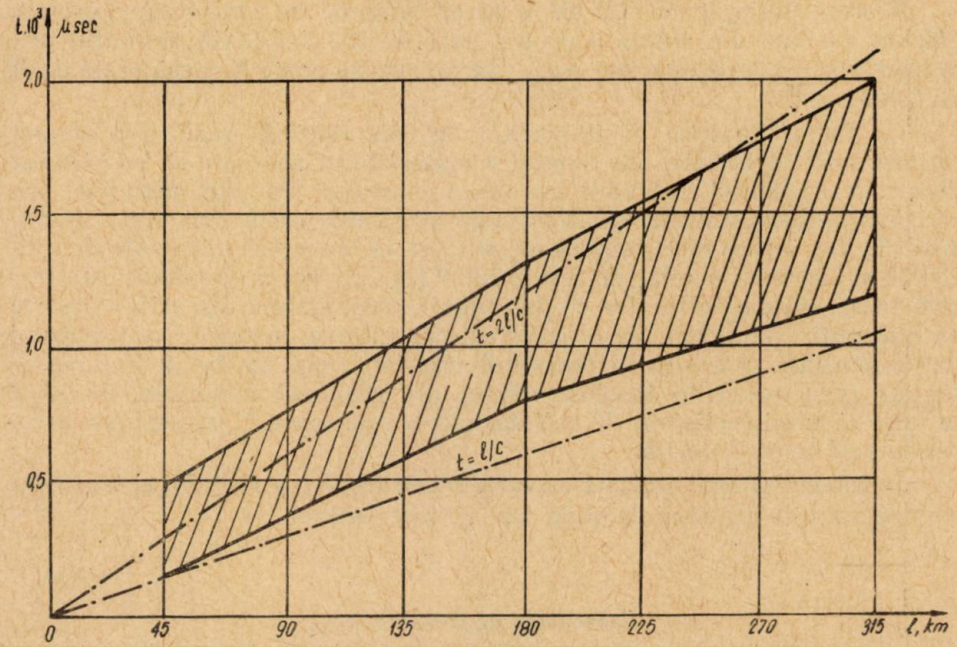


Fig. 6. Dependența duratei de trecere a curentului prin DRV de lungimea liniei deconectate.

În cazul modelării fizice trifazate, în ipoteza deconectării unei singure faze, valorile curenților prin DRV montate pe cele trei faze, sînt inegale din cauza nesimetriei schemei ; în tabel sînt înscrise valorile minime și maxime ale curenților. Compararea rezultatelor arată că valorile maxime ale curenților s-au obținut la calculatorul numeric. Diferența de ordinul a 10—15% între rezultatele obținute la calculatorul numeric și cele experimentale se explică în primul rînd de fazele diferite ale reaprinderii arcului și în al doilea rînd de micșorarea valorii supratensiunilor pe modelul fizic, ca urmare a luării în considerare a amortizării schemei. Diferența dintre rezultatele modelării fizice și matematice este consecința unei precizii mai mici în reproducerea pe model a caracteristicii neliniare a descărcătorului și unei amortizări mai mari a procesului tranzitoriu, care a condus la o micșorare mai pronunțată a supratensiunilor pe model decît la calculatorul analogic MN-7.

În consecință pe baza rezultatelor obținute rezultă că prin amplasarea descărcătoarelor, cu o tensiune de amorsare la 50 Hz, $U_{am}=2{,}2U_f$, și cu un coeficient de neliniaritate al rezistenței $\alpha=0{,}35$, la începutul și sfîrșitul liniei, acestea trebuie, să îndeplinească următoarele condiții :

1. Pentru liniile de 110 kV a căror lungime de obicei nu depășește 150 km, plecînd din substații cu o putere de 8—60 MVA, curentul prin descărcător nu depășește 600 A_{max}, iar durata sa poate fi considerată egală cu 1 000 μ sec.

2. Pentru liniile de 220 kV a căror lungime de obicei nu depășește 300 km, plecînd din substații cu o putere de 80—157 MVA, curentul prin descărcător nu depășește 900 A_{max}, iar durata sa poate fi considerată egală cu 2 000 μ sec.

Un factor deosebit de important de care depinde realizarea acestor cerințe, este capacitatea de trecere a materialului din care se construiesc discurile rezistenței neliniare ale descărcătorului. Pe plan mondial, materialele de bază utilizate la construcția descărcătoarelor sînt vilitul și tervitul. În fig. 7 este reprezentată capacitatea de trecere a discurilor de vilit 100/30 și 150/50 și a celor de tervit 70/20 [7]; pe axa ordonatelor este trecută valoarea de amplitudine a curenților, a căror acțiune discurile o suportă nu mai puțin de 20 ori. Se observă că, capacitatea de trecere a tervitului crește simțitor, mai ales în domeniul undelor lungi. În fig. 8 sînt reprezentate caracteristicile tensiune-curent ale acelorași materiale, de unde se vede că unui coeficient de neliniaritate α mai mare, îi corespunde o capacitate de trecere mărită.

În tabelul II este indicată capacitatea de trecere a vilitului și tervitului pentru valorile lungimii de undă care ne interesează.

Tabelul II.

Capacitatea de trecere I, A_{max}

Material / τμsec.	Vilit 100/30	Vilit 150/50	Tervit 70/20
1 000	300	1 150	3 000
2 000	200	900	2 000

Din acest tabel se vede că satisfac condițiilor necesare discurile de vilit 150/50 sau de tervit 70/20. În același timp aceste discuri sînt caracterizate printr-o capacitate de trecere de 300 A_{max} și respectiv cca 1 000 A_{max} sub acțiunea unei tensiuni sinusoidale aplicate timp de 0,01 sec [8], ceea ce e foarte important pentru integritatea descărcătorului la trecere peste rezistența acestuia a curentului de însoțire.

Prin urmare, condițiile pe care trebuie să le satisfacă descărcătoarele folosite pentru protecția împotriva supratensiunilor ce apar la deconectarea liniilor de 110—220 kV în gol, pot fi îndeplinite cu ajutorul unor materiale care se produc azi pe plan mondial.

CONCLUZII

1. Rezultatele obținute demonstrează posibilitatea limitării supratensiunilor ce apar la deconectarea liniilor în gol cu ajutorul descărcătoarelor cu rezistență variabilă prin amplasarea lor simultană la începutul și sfîrșitul liniei deconectate.

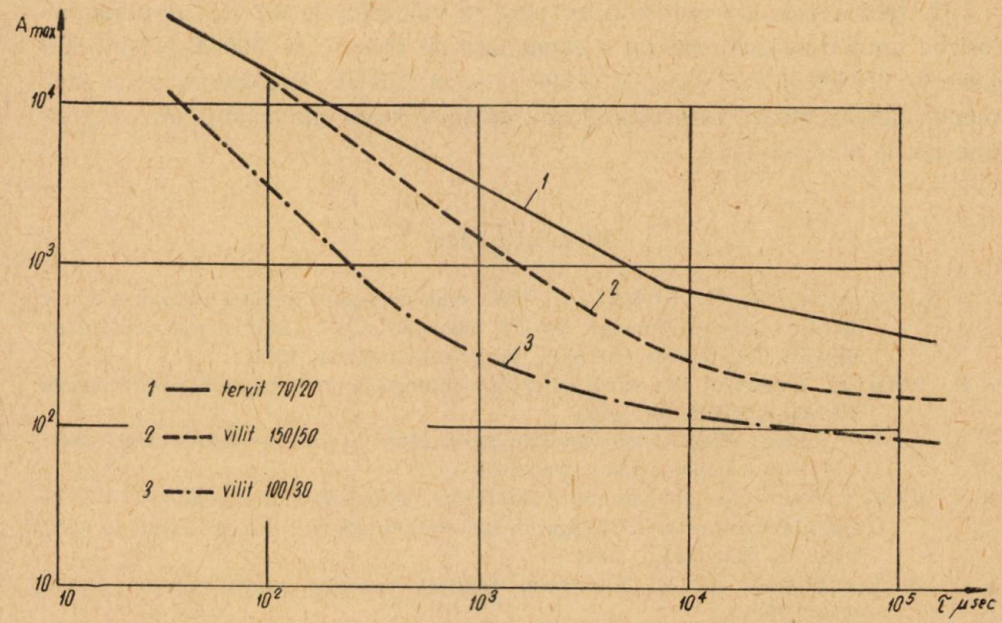


Fig. 7. Capacitatea de trecere a discurilor rezistenței neliniare a DRV.

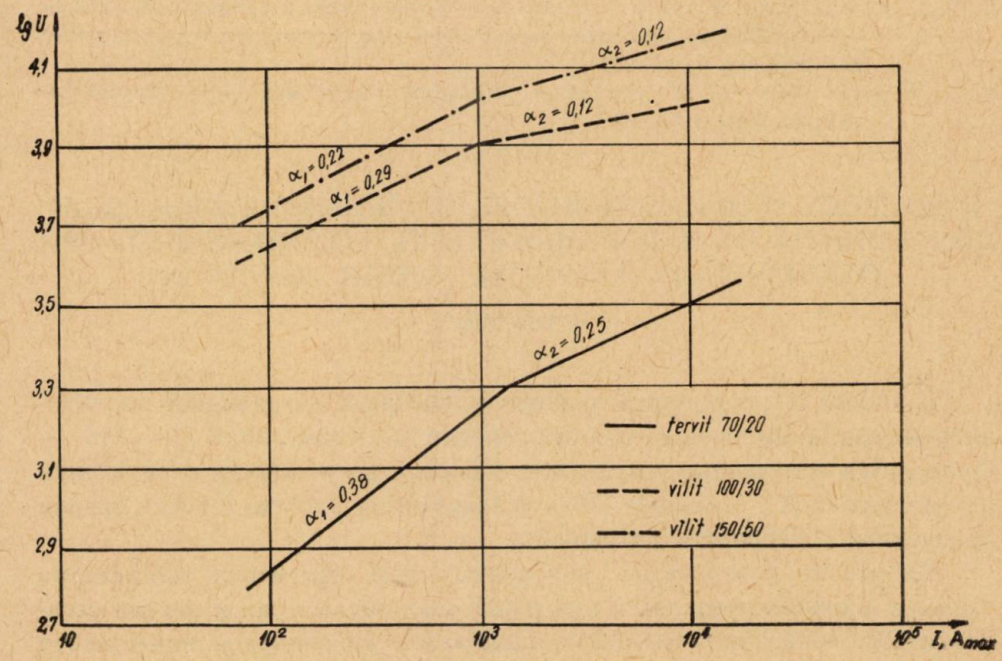


Fig. 8. Caracteristicile tensiune-curent ale discurilor rezistenței neliniare a DRV.

2. Reducerea supratensiunilor pînă la valoarea de 2,2 U_f, impune folosirea unor descărcătoare cu o capacitate de trecere de 600 A_{max} și 1 000 μ sec la 110 kV și 900 A_{max} și 2 000 μ sec la 220 kV. Realizarea unor asemenea descărcătoare este posibilă cu ajutorul unor materiale care se produc azi pe plan mondial.

BIBLIOGRAFIE

1. I. I. Liskov, N. N. Sokolov, Vnutrenie perenapriajenia i zaşcito ot nih v dalnih elektroperedaciah 500 kV, Sbornik statei „Dalnie elektroperedaci 500 kV". Izdatelstvo energhia, Moskva-Leningrad, 1964.
2. H. Baatz, Report of the work of study committée on insulation co-ordination (Nr. 15), CIGRE, 1962 410.
3. V. A. Venikov, *Elektromehaniceskie perehodnîe proţesî v elektriceskih sistemah*, G.E.I. Moskva-Leningrad 1958.
4. V. Negru, Folosirea calculatoarelor analogice pentru studiul supratensiunilor ce apar la deconectarea liniilor în gol, Buletimul ştiinţific şi tehnic al IPT, Tom. 10, Fascicula 2, 1965.
5. L. O. Barthold, G. K. Karter, Digitale traveling wave solution, P.A.S. nr. 57, 1961.
6. V. Negru, *Zaşcita ot vnutrenih perenapriajenii pri otkliucenii holostîh linii 110—220 kV s pomoşciu razriadnicov*, M.E.I. Moskva 1964.
7. V. I. Prujinina şi alţii, Voltampernîe harakteristiki i propusknaia sposobnosti nelineinîh tervitovîh soprotivlenii dlia komutaţionîh razriadnikov, Elektricestvo nr. 2. 1962.
8. P. V. Pticikin, I. M. Gutman, *Ventilnie razriadniki*, G.E.I. Moskva-Leningrad 1963. p. 57—89.

К ВОПРОСУ О ПРИМЕНЕНИИ ВЕНТИЛЬНЫХ РАЗРЯДНИКОВ ДЛЯ ЗАЩИТЫ ОТ ПЕРЕНАПРЯЖЕНИЙ, ВОЗНИКАЮЩИХ ПРИ ОТКЛЮЧЕНИИ ХОЛОСТЫХ ЛИНИЙ 110—220 кв

(РЕЗЮМЕ)

В работе анализируется влияние вентильных разрядников на перенапряжения, возникающие при отключении холостых линий 110—220 кв. Приводятся полученные результаты в связи с возможности ограничения перенапряжений с помощью РВ и условиями их работы, с точки зрения пропускной способности разрядника.

На основе результатов, полученных при изменении параметров схемы в широких пределах и при различных параметрах и местах установки РВ, показанно что реализация таких разрядников возможна с помощью современных вентильных материалов.

ÜBER DIE VERWENDUNG VON ABLEITERN VERÄNDERLICHEN WIDERSTANDES ALS ÜBERSPANNUNGSSCHUTZ BEIM LEERABSCHALTEN VON LINIEN MIT 110—220 kV

(ZUSAMMENFASSUNG)

In der Arbeit wird der Einfluss des Ableiters mit veränderlichem Widerstand auf die Überspannungen, welche beim Ausschalten von 110—220 kV Leitungen im Leerlauf auftreten, untersucht. Es werden die errechneten Ergebnisse, betreffend die Begrenzung der Überspannungen mittels Ableitern veränderlichen Widerstandes, dargelegt und deren Arbeitsbedingungen vom Gesichtspunkt ihrer Arbeitskapazität festgestellt.

Auf Grund der für einen grossen Bereich der Parameter des Ersatzschaltbilds und für verschiedene Parameter und Eingliederungsplätze des Ableiters erzielten Ergebnisse wird gezeigt dass die Herstellung solcher Ableiter mit den z. Z. auf dem Weltmarkt vorhandenen Materialien möglich ist.

ELEMENTE LOGICE ELECTROOPTICE PE BAZA EFECTULUI POCKELS. *

DE

E. POP

Necesitatea de a creşte viteza calculatoarelor numerice şi de a reduce dimensiunile lor conduce în permanenţă la căutarea unor noi elemente, pe lîngă perfecţionarea celor existente. Fenomenele electrooptice sînt cunoscute de mult şi datorită vitezei lor foarte mari (10^{-8}—10^{-10} sec) şi-au găsit şi unele aplicaţii. Astfel efectul Kerr, la gaze, a fost utilizat în construcţia unor obturatoare de mare viteză pentru lumină. Mai recent au fost studiate posibilităţi de realizare a unor elemente logice electrooptice pentru a fi folosite în construcţia calculatoarelor numerice. Firma IBM a brevetat în 1962 [1] cîteva astfel de elemente utilizînd pentru realizarea lor cristale de titanat de bariu, încălzite peste temperatura Curie şi a publicat tot în 1962]2] o notă cu realizarea experimentală a unui mic sumator, de astă dată folosind cristale de KH_2PO_4 [3].

Cercetările în acest domeniu sînt de abia la început. Rezultatele obţinute nu permit încă aplicarea pe scară industrială a acestor elemente în construcţia calculatoarelor. Mai sînt de rezolvat numeroase probleme. Unele din acestea formează ebiectul articolului de faţă şi anume : tipurile de elemente logice care pot fi realizate pe această bază, viteza care poate fi atinsă, puterile consumate pe elemente.

1. TIPURI DE ELEMENTE LOGICE ELECTROOPTICE

Se ştie că anumite substanţe pot deveni, sub acţiunea unui cîmp electric, optic active astfel încît, un fascicol de lumină polarizată liniar, care le traversează, la o anumită valoare a tensiunii aplicate, $U_{\lambda/2}$, îşi roteşte planul de polarizare cu $\frac{\pi}{2}$. Cele două poziţii ale planului de polarizare pot fi utilizate pentru a reprezenta o variabilă binară pe baza unei anumite

* Lucrarea a fost prezentată la Sesiunea ştiinţifică a cadrelor didactice din I.P.T. la data de 19 martie 1966.

convenţii. De exemplu dacă planul de polarizare rămîne nemodificat este reprezentată valoarea „1" iar în caz contrar valoarea „0". Pentru sesizarea celor două stări este necesar ca la ieşirea cristalului să se plaseze un polarizor cu planul de vibraţie astfel încît pentru valoarea „1" să treacă lumină prin el, iar pentru valoarea „0" nu. Prin aceasta se modifică convenţia, valoarea „1" fiind reprezentată prin existenţa luminii, iar „0" prin lipsă de lumină. Rotirea polarizorului de la ieşire cu $\frac{\pi}{2}$ conduce în mod evident la inversarea funcţiei.

Prin urmare cel mai simplu element logic electrooptic conţine componentele din fig. 1, unde s-a notat cu *1*, sursa de lumină monocromatică, cu *2* cristalul feroelectric, cu *3* electrozii la care se aplică tensiunea de comandă iar cu *4* şi *5* polaroizii, la care direcţiile de vibraţie sînt indicate cu săgeţi. Funcţia realizată în acest mod este negarea. Conectînd în serie, din punct de vedere optic, mai multe astfel de elemente se obţine produsul funcţiilor. În tabelul 1 sînt redate combinaţiile de acest fel pentru două elemente în serie. De aici rezultă imediat modul în care pot fi construite produse de mai multe funcţii. În literatură sînt date numai elementele NU şi ŞI. Este foarte important de scos în evidenţă însă, că se poate realiza şi funcţia NICI, pentru că se ştie că pe baza ei se pot obţine toate celelalte funcţii booleene.

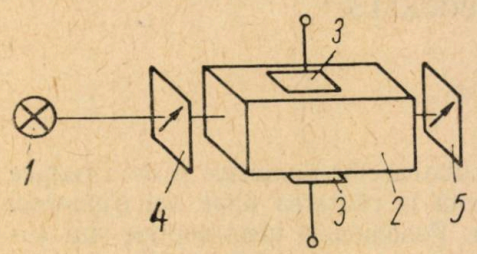
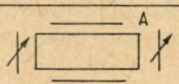
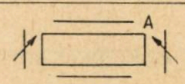
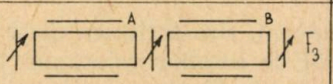
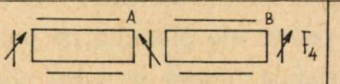
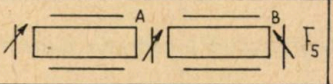


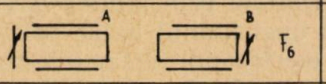
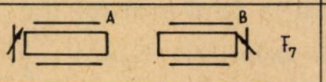
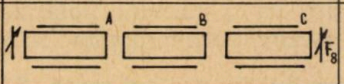
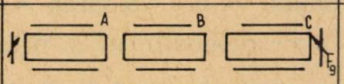
Fig. 1.

TABELUL 1.

Nr crt	Elementul	Funcţia realizată	
1		$F_1 = \bar{A}$	Nu
2		$F_2 = A$	
3		$F_3 = \bar{A}\,\bar{B} = \overline{A+B}$	Nici
4		$F_4 = A\,B$	Şi
5		$F_5 = \bar{A}\,B$	

O altă modalitate, complet diferită și nouă, de combinare a elementelor electrooptice este de a fi conectate în serie fără polaroizi intermediari. În acest caz din tabelul 2 se observă că se obțin funcții exclusiv sau, pozițiile relative ale polaroizilor de la intrare și ieșire avînd influență numai asupra uneia din variabile, care în cazul direcțiilor de vibrație paralele ale polaroizilor intră, în funcție, negată.

TABELUL 2.

Nr. crt	Elementul	Funcția realizată
1		$F_6 = \bar{A}\bar{B} + AB = F_1\bar{B} + \bar{F}_1 B = F_1 \oplus B$ Coincidență
2		$F_7 = A\bar{B} + \bar{A}B = A \oplus B$ Exclusiv sau
3		$F_8 = \bar{A}\bar{B}\bar{C} + AB\bar{C} + A\bar{B}C + \bar{A}BC = \bar{A}(\bar{B}\bar{C} + BC) + A(B\bar{C} + \bar{B}C) = \bar{A} \oplus B \oplus C = F_1 \oplus B \oplus C$
4		$F_9 = ABC + \bar{A}\bar{B}C + \bar{A}B\bar{C} + A\bar{B}\bar{C} = A(BC + \bar{B}\bar{C}) + A(\bar{B}C + B\bar{C}) = A \oplus B \oplus C$

Funcțiile F_8 și F_9 sînt de relevat pentru că ele reprezintă un sumator într-un rang, ținînd cont și de transferul din rangul inferior. Diferența dintre ele constă în faptul că în F_8 transferul trebuie introdus negat.

În cazul în care transferul se obține pe cale optică ca lumină polarizată a cărui plan poate avea două poziții perpendiculare și nu ca semnal electric, atunci se poate realiza un sumator, într-un rang, ca în fig. 2.

Dacă notăm cu P planul luminii polarizate care coincide cu cel de acceptare al polaroidului de la ieșire atunci funcția obținută este

$$F_{10} = P(AB + \bar{A}\bar{B}) + \bar{P}(A\bar{B} + \bar{A}B)$$

Se observă că pentru ca F_{10} să reprezinte suma este suficient ca P să reprezinte transferul.

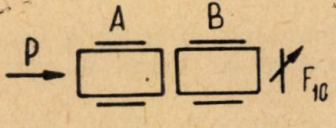


Fig. 2.

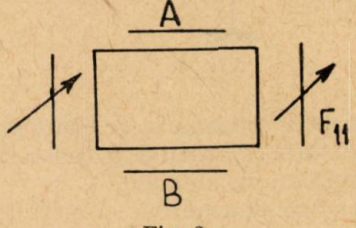


Fig. 3.

O astfel de soluție este extrem de avantajoasă pentru că permite propagarea transferului pe cale optică, deci cu viteza luminii. Schemele din tabelul 2 pot fi realizate mai simplu dacă la o pereche de electrozi se aduc două semnale ca în fig. 3.

Se observă simplu că

$$F_{11}=AB+\bar{A}\bar{B}=F_6$$

iar dacă polaroizii ar avea planurile perpendiculare s-ar obține

$$F_{12}=F_7$$

O asemenea dispoziție a semnalelor de intrare este arătată în [1].

Elementele electrooptice pot fi utilizate și pentru realizarea unor circuite logice ternare, posibilitate care de asemenea nu a fost încă specificată în literatură. Cele 3 valori pot fi reprezentate prin lumină circular polarizată și două planuri perpendiculare a unei lumini liniar polarizată.

Dacă presupunem cristale cu efect electrooptic liniar (efectul Pockels) atunci un element ternar poate fi realizat în felul următor (fig. 4).

Cristalului i se aplică o tensiune de polarizare $U_p=+\frac{U_{\lambda/2}}{2}$. În acest fel în lipsa semnalului A lumina la ieșire va fi circular polarizată astfel încît prin cei doi polaroizi de la ieșire, așezați perpendicular, se va obține aceeași intensitate luminoasă. Dacă semnalul A are valoarea $A=+\frac{U_{\lambda/2}}{2}$, cîmpul electric în cristal e nul, lumina trece nemodificată și prin urmare vom avea un anumit flux luminos numai prin polaroidul *1*. Dacă $A=-\frac{U_{\lambda/2}}{2}$ atunci planul luminii polarizate se rotește cu $\pi/2$ și deci vom avea lumină

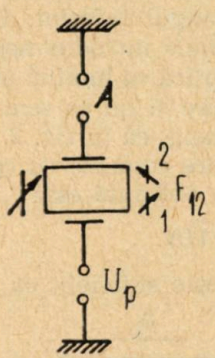


Fig. 4.

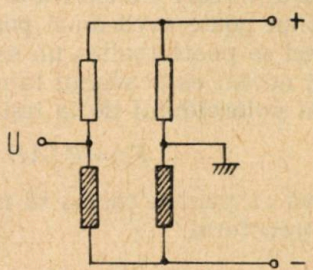


Fig. 5.

numai prin polaroidul *2*. Două circuite cu fotocelule ca în fig. 5, vor sesiza aceste stări, furnizînd o tensiune zero, pozitivă sau negativă, care poate comanda un alt element.

La transformarea semnalului luminos de ieșire în semnal electric, la toate elementele electrooptice trebuiesc folosite circuite cu fotoelemente.

În conformitate cu convenția stabilită la început, aceste circuite trebuie să furnizeze o tensiune ridicată în cazul existenței luminii („1“) și o tensiune scăzută („0“) în lipsa ei. Prin inversarea circuitului fotoelectric se obțin inversele funcțiilor prezentate mai sus. Mai important de subliniat este faptul că inversînd funcția F_3 se obține funcția „SAU“. Cu ele-

mente electrooptice se pot realiza și circuite bistabile. O soluție constă în utilizarea a două circuite „NICI", după cum se știe această reprezentînd o modalitate generală de realizare a bistabilelor. Există însă și o altă posibilitate la care comanda basculării să se facă optic, evitîndu-se necesitatea transformării anterioare a semnalului de comandă în semnal electric. Aceste transformări nu-s de dorit pentru că întroduc întîrzieri. Schema unui astfel de circuit bistabil este arătată în fig. 6. P_1 și P_2 reprezintă planurile de polarizare ale luminii care acționează tot timpul asupra sistemului, iar L_{c1} și L_{c2} sînt impulsuri de lumină de comandă. La schema 6. *a* impulsurile de comandă au planurile de polarizare perpendiculare. Dacă se presupune

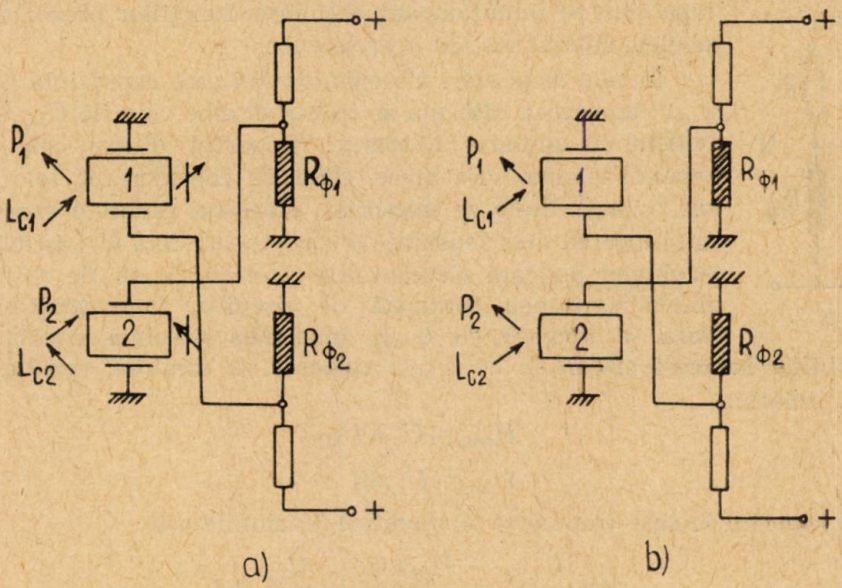


Fig. 6.

de exemplu că starea bistabilului este astfel încît trece lumina prin elementul *1*, atunci R_{Φ_1} fiind luminată are o valoare foarte mică deci tensiunea dusă la elementul *2* este practic 0. Deci prin *2* nu poate trece lumina, R_{Φ_2} nu este luminat, are prin urmare o valoare ridicată ceea ce face ca tensiunea pe elementul *1* să fie mare permițînd prin aceasta trecerea luminii. Adică poziția este stabilă. Dacă apare semnalul L_{c1} el nu poate trece prin polaroidul de la ieșire și deci nu are nici un efect. În schimb, la apariția lui L_{c2} acesta poate trece, R_{Φ_2} este iluminată, valoarea sa scade, tensiunea pe *1* se reduce, scade iluminarea lui R_{Φ_1} și deci tensiunea pe *2* începe să crească permițînd trecerea lui P_2. Se trece deci într-o nouă stare, în care va trece lumina prin elementul *2*. Prin urmare la apariția separată a impulsurilor L_{c1} sau L_{c2} bistabilul trece în poziția în care conduce elementul comandat. La apariția simultană a celor două impulsuri bistabilul își schimbă starea. Faptul că cele două impulsuri L_{c1} și L_{c2} au planurile de polarizare perpendiculare este avantajos deoarece ele pot apărea ca re-

zultat al unei operații anterioare, intrările optice ale celor două elemente putînd fi comune. La schema din fig. 6. *b* deoarece L_{c1} și L_{c2} au același plan de polarizare, cele două intrări trebuie să fie separate.

2. CIRCUITUL FOTOELECTRIC

După cum s-a spus, pentru transformarea semnalului optic în semnal electric este necesar un circuit care să conțină un fotoelement (fig. 7). Tensiunea de comandă pentru alt element poate fi U_R sau U_Φ după cum se intenționează obținerea funcțiilor prezentate în tabelele de mai sus sau inversele lor.

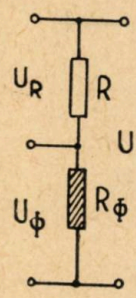


Fig. 7.

În cele două stări ale elementului care reprezintă pe „0" și „1" tensiunea utilizată ar trebui să aibe valorile $U_{\lambda/2}$ și „0" evident cu anumite toleranțe. Raportul dintre cele două tensiuni rămîne însă mare, chiar cu considerarea toleranțelor. O posibilitate de micșorare a acestui raport o constituie introducerea unei tensiuni de compensare fixă U_c, astfel încît tensiunea aplicată elementului electrooptic să fie diferența dintre tensiunea furnizată de circuitul fotoelectric și U_c. Dacă se notează cu U_{max} tensiunea maximă necesară să se obțină la acest circuit și cu U_{min} valoarea sa minimă, rezultă evident relațiile

$$U_{max} - U_c = U_{\lambda/2}$$

$$U_{min} - U_c = 0$$

Deci raportul în care trebuie să se modifice tensiunile este

$$m = \frac{U_{max}}{U_{min}} = \frac{U_{\lambda/2} + U_c}{U_c} = \frac{U_{\lambda/2}}{U_c} + 1$$

și este cu atît mai mic cu cît U_c este mai mare. Totuși o creștere prea mare a lui U_c nu este avantajoasă pentru că ea conduce la creșterea tuturor tensiunilor necesare și implicit a puterilor. Într-adevăr $U_{max} = U_{\lambda/2} \frac{m}{m-1}$ este cu atît mai mare cu cît m este mai apropiat de valoarea 1. În funcție de toleranțele admise pentru iluminarea maximă și cea minimă a fotoelementului rezultă raportul α dintre valorile rezistenței iluminată la maxim și la minim.

$$\alpha = \frac{R_{\Phi\, min}}{R_\Phi}$$

(S-a notat cu R_Φ valoarea rezistenței iluminate la minim). Aceste elemente fiind fixate, se calculează ușor raportul

$$n = \frac{R}{R_\Phi}$$

ca avînd expresia

$$n_\Phi = \frac{\alpha(m-1)}{1-\alpha m}$$

în cazul în care se utilizează U_Φ și

$$n_R = \frac{1-\alpha m}{m-1}$$

dacă se utilizează U_R.

Pentru a putea aprecia modificarea relativă a tensiunilor în funcție de variația lui α se calculează raportul

$$\varepsilon = \frac{\frac{dm}{m}}{\frac{d\alpha}{\alpha}}.$$

Se obține, pentru cazul utilizării tensiunii U_Φ

$$\varepsilon_\Phi = -\frac{1}{1-\alpha} \cdot \frac{m-1}{m}$$

iar în cazul tensiunii U_R

$$\varepsilon_R = -\frac{\alpha}{1-\alpha}(m-1).$$

Deoarece elementul electrooptic reprezintă o capacitate, pentru micșorarea duratei procesului tranzitoriu, în scopul măririi vitezei, este necesar ca rezistența echivalentă a circuitului fotoelectric, R_e, care intervine în constanta de timp a proceselor să fie cît mai mică

$$R_e = \frac{R \cdot R_\Phi}{R + R_\Phi}$$

și deci

$$R_{e\Phi} = R_\Phi \frac{\alpha}{1-\alpha}(m-1)$$

$$R_{eR} = R_\Phi \frac{1-\alpha m}{1-\alpha} \cdot \frac{1}{m}.$$

În fig. 8 și 9 sînt reprezentate ε_Φ, ε_R, $\frac{R_{e\Phi}}{R_\Phi}$, $\frac{R_{eR}}{R_\Phi}$ în funcție de m și α.

Dacă se consideră că valoarea capacității elementelor conectate la același circuit fotoelectric este de ordinul (10—100) pF pentru obținerea unor constante de timp de ordinul 0,1 μ sec, R_e nu poate depăși valoarea de 1 000 Ω.

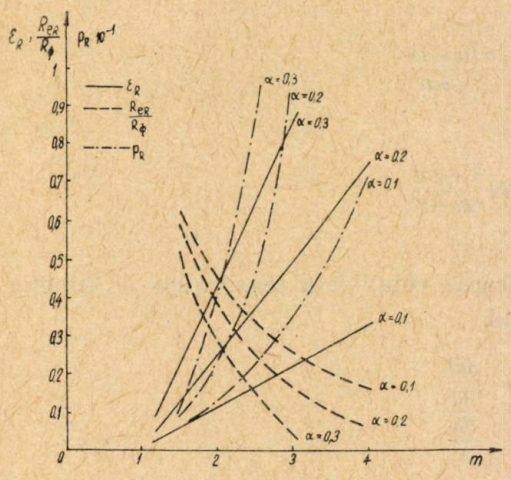


Fig. 8.

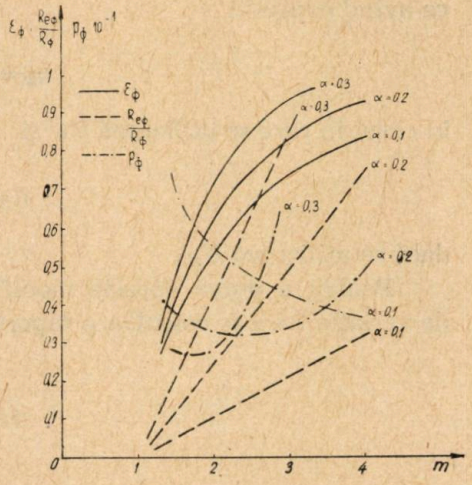


Fig. 9.

Deci trebuie să se lucreze cu rezistențe relativ mici ceea ce duce inevitabil la creșterea puterilor consumate în întregul circuit

$$P_\Phi = \frac{U^2}{R+R_\Phi} = \frac{U_{max}^2}{R_\Phi} \cdot \frac{1-\alpha}{\alpha m\,(1-\alpha m)}$$

$$P_R = \frac{U^2}{R+R_\Phi} = \frac{U_{max}^2}{R_\Phi} \cdot \frac{(1-\alpha)(m-1)}{(1-\alpha m)^2}$$

În fig. 8 și 9 sînt reprezentate și puterile relative

$$p_\Phi = \frac{P_\Phi}{U_{max}^2} \cdot R_\Phi,\ p_R = \frac{P_R}{U_{max}^2} \cdot R_\Phi.$$

Din aceste grafice se observă că nu există soluții care să conducă la valori optime din toate punctele de vedere. În primul rînd trebuie însă asigurată constanta de timp minimă, iar puterile trebuiesc micșorate prin alte mijloace.

Cu totul esențială este micșorarea tensiunii necesare U_{max}, ceea ce este practic posibil numai prin micșorarea lui $U_{\lambda/2}$. În viteza de lucru a elementului intervine evident și inerția elementului fotoelectric.

3. CRISTALUL

În alegerea cristalului, a dispoziției electrozilor și a condițiilor de funcționare, hotărîtoare este necesitatea micșorării tensiunii de lucru. La utilizarea cristalului de KH_2PO_4 care are coeficientul electrooptic r_{63} cel mai ridicat (cu excepția cristalului KD_2PO_4) se poate folosi efectul longitudinal sau transversal. În primul caz, cîmpul electric are aceeași direcție ca

și lumina [001], electrozii trebuind să fie transparenți. În acest caz tensiunea necesară pentru rotirea planului de polarizare cu $\pi/2$ este

$$U_{\lambda/2}=\frac{1}{2}\cdot\frac{\lambda}{n_1^3 r_{63}}\cdot$$

Se observă că această tensiune nu depinde de dimensiunile cristalului ceea ce este foarte avantajos pentru că permite realizarea unor elemente de dimensiuni reduse. Dar la temperatura ambiantă această tensiune este foarte ridicată, 7,5 kV.

Mai avantajoasă din acest punct de vedere este utilizarea efectului transversal, la care lumina se propagă după direcția [1$\bar{1}$0], iar cîmpul electric este aplicat după direcția [001].

În acest caz diferența dintre indicii de refracție este [4]

$$n_{[001]}-n_{[110]}=(n_3-n_1)+\frac{1}{2}n_1^3 r_{63}E$$

și deci defazajul care se obține la aplicarea unei tensiuni U este

$$\varphi=(n_{[001]}-n_{[110]})\frac{2\pi}{\lambda}\cdot l=(n_3-n_1)\frac{2\pi}{\lambda}\cdot l+n_2^3 r_{63}\frac{U}{d}\cdot\frac{\pi}{\lambda}\cdot l=\varphi_0+n_1^3 r_{63}U\frac{l}{d}\cdot\frac{\pi}{\lambda}\cdot$$

Aici s-a notat cu d grosimea cristalului, după direcția cîmpului electric și cu l, lungimea cristalului în direcția propagării luminii.

Se observă că în defazaj apare un termen independent de U, notat cu φ_0. Dacă s-ar putea tăia cristalul astfel ca $\varphi_0=2k\pi$ atunci acest defazaj n-ar prezenta nici o importanță. Deoarece această condiție este foarte greu să se realizeze exact, va fi necesară o tensiune de compensare astfel ca

$$\varphi=\varphi_0+n_1^3 r_{63}U_c\frac{l}{d}\cdot\frac{\pi}{\lambda}=2k\pi.$$

Pentru a se obține acum un defazaj egal cu π, deci o rotire a planului de polarizare a luminii cu $\pi/2$, trebuie să se aplice în plus tensiunea

$$U=\frac{d}{l}\cdot\frac{\lambda}{n_1^3 r_{63}}=U_{\lambda/2}\frac{2d}{l}\cdot$$

Se observă că această tensiune este cu atît mai mică cu cît raportul $\frac{d}{l}$ este mai mic.

Tensiunea $U_{\lambda/2}$ este funcție și de temperatură :

$$U_{\lambda/2}=B(T-T_c).$$

Deci aici rezultă că reducerea cea mai importantă a tensiunii necesare se poate obține prin funcționarea cît mai aproape de temperatura Curie. (La KH_2PO_4 $T_c=122$ °K).

Cu cît însă se lucrează mai aproape de această temperatură, cu atît se necesită o stabilizare mai pretențioasă a temperaturii.

BIBLIOGRAFIE

1. Koelsch A. C., Jr, Young D.R. (I.B.M.), Electro-Optical Devices. Patent S.U.A. 3.027806
2. Automatisierung (R.F.G.) Nr. 12 vol. 7 (1962) p. 36
3. Priroda (U.R.S.S.) Nr. 2 (1963) p. 67.
4. Känzig W., *Ferroelectrics and Antiferroelectric.* (traducere în limba rusă) Moscova 1960.

ЭЛЕКТРООПТИЧЕСКИЕ ЛОГИЧЕСКИЕ ЭЛЕМЕНТЫ ОСНОВЫВАЮЩИЕСЯ НА ЭФФЕКТЕ ПОКЕЛЬСА

(РЕЗЮМЕ)

Излагается систематическое изучение возможностей осуществения электрооптических двоичных, торичных и двухстабильных логических элементов.

Кроме того изучается вопрос снижения необходимого для управления элементами напряжения и некоторые виды преобразования оптического сигнала в электрический.

ELÉMENTS LOGIQUES ÉLECTROOPTIQUES BASÉS SUR L'EFFET POCKELS

(RÉSUMÉ)

On présente l'étude systématique des possibilités de réalisation des éléments logiques électrooptiques binaires, ternaires et bistables.

On y étudie de même la possibilité de diminuer la tension nécessaire pour la commande des éléments et quelques aspects de la transformation du signal optique en signal électrique.

REGIMURILE DE COMANDĂ ȘI SCHEMELE STATORICE FUNDAMENTALE ALE SERVOMOTOARELOR-AMPLIFICATOARE *

DE

D. TEODORESCU

Servomotoarele-amplificatoare sînt elemente de execuție pentru sisteme de reglare automată, caracterizate printr-un coeficient propriu ridicat de amplificare în putere. Spre deosebire de motoarele asincrone bifazate, frecvent utilizate ca elemente de execuție, servomotoarele amplificatoare nu necesită amplificator de comandă, ele putînd fi comandate cu puteri foarte mici — de ordinul miliwaților — direct din traductoare cu ieșire în c.c. (fotodiode etc.). În acest mod, ele îmbină avantajele ca siguranță în funcționare ale motoarelor asincrone bifazate, cu posibilitatea simplificării sistemului automat prin eliminarea verigii amplificatoare și a convertorului cc—ca.

Proprietățile amplificatoare ale servomotoarelor considerate în lucrare rezultă din faptul că la acestea înfășurările statice de comandă sînt conectate în schemă de amplificator magnetic sau de releu fără contacte mobile. În mașină are loc un proces de amplificare în două trepte, determinat de faptul că elementele amplificatoare care constituie treapta întîi, acționează asupra cuplului motor prin saturarea unor porțiuni din circuitul magnetic statoric, proces caracterizat el singur printr-un coeficient ridicat de amplificare în putere. În total servomotoarele-amplificatoare ating — mai ales în schemele de releu magnetic — coeficienți de amplificare în putere de ordinul

$$k_p = 10^4 — 10^5$$

ceea ce împreună cu proprietatea motorului de a putea fi comandat cu semnale de c.c., explică efectul de simplificare a sistemelor automate amintit mai sus.

În stator servomotorul-amplificator posedă în afară de polul principal *1* (fig. 1), polii auxiliari (de comandă) *2* și *2′* cu spirele de ecranare *3* și *3′*, bobinele de comandă principale *4*, bobinele de comandă auxiliare *5* (prin intermediul cărora se comandă propriu-zis servomotorul), bobinele

* Rezultatele comunicate la Sesiunea Științifică a Cadrelor Didactice din I.P.T. la data de 19 martie 1966.

de reacție 6 și de polarizare 7 și bobina polară 8 făcînd parte din înfășurarea primară a mașinii. Bobinele de comandă principale sînt conectate la o tensiune fixă iar curentul prin aceste bobine este controlat cu ajutorul solenației de comandă auxiliară. Polii auxiliari situați în stînga polilor principali vor corespunde unui sens de rotație a rotorului, iar polii situați în dreapta, vor corespunde sensului opus. La un semnal de comandă de

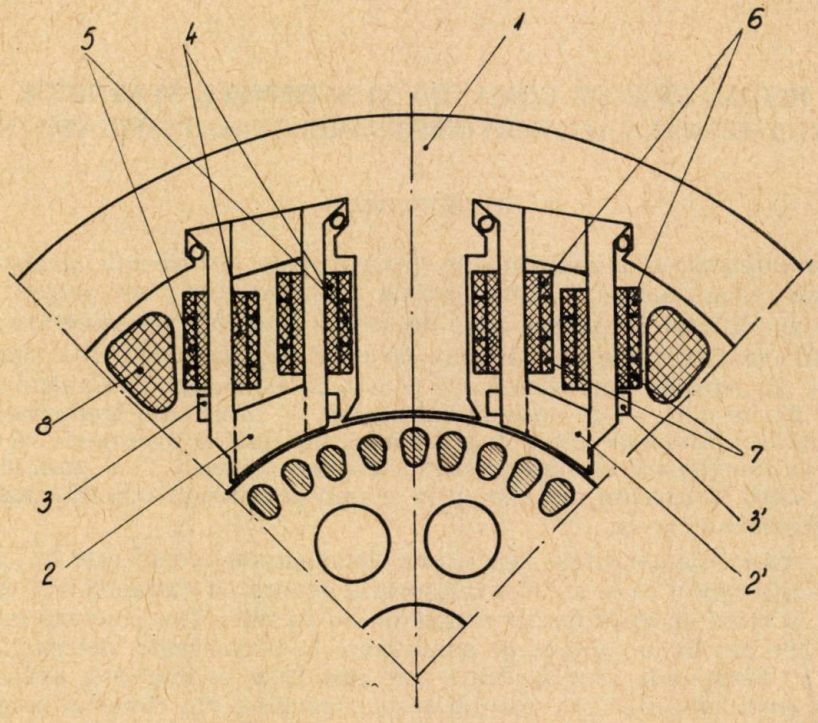


Fig. 1. Secțiunea prin servomotorul amplificator.

c.c. de un anumit sens aplicat bobinelor de comandă auxiliare, se produce creșterea curentului de comandă principală la polii corespunzînd unui sens de rotație și scăderea curentului la polii corespunzînd sensului opus. Ca urmare a creșterii curentului de comandă principală, coloanele polilor auxiliari respectivi se saturează ; în aceste condiții cuplul de pornire al motorului va fi îndreptat spre polii auxiliari nesaturați, el rezervîndu-și sensul la inversarea sensului curentului continuu de comandă auxiliară.

Dependența curentului de comandă principal, de curentul de comandă auxiliar, reprezintă caracteristica statică de comandă a servomotorului amplificator. Caracteristica statică de comandă ne permite să distingem două regimuri importante de comandă ale servomotorului-amplificator și anume :

— regimul cuasiliniar sau continuu și
— regimul neliniar sau discontinuu (de releu).

Să considerăm un servomotor-amplificator ale cărui înfășurări statorice sînt conectate ca amplificatori magnetici cu reacție internă (autosaturație). În fig. 2 este reprezentată variația curentului de comandă principal I_c, corespunzător polilor aferenți unui sens de rotație (linie plină) și a celui corespunzător polilor pentru sensul opus (linie întreruptă), funcție de variația curentului de comandă auxiliar I'_c. Se observă că la un semnal de

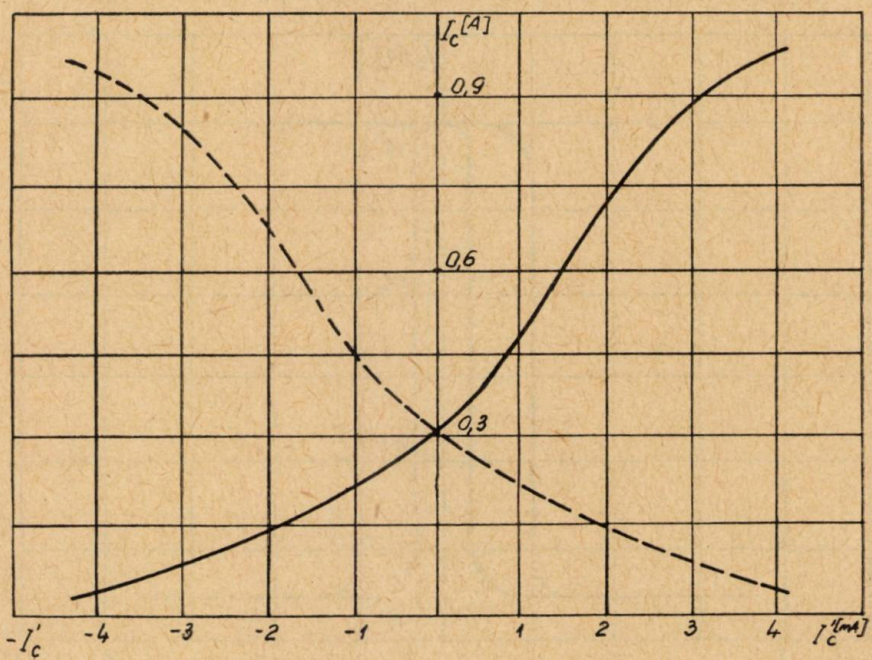


Fig. 2. Caracteristici de comandă cuasiliniare.

comandă auxiliar nul, curenții de comandă principali sînt egali și ca atare cuplul de pornire al motorului este nul. La aplicarea unui semnal de comandă I'_c pozitiv, se produce o creștere importantă a curentului I_c în bobinele principale corespunzînd unui sens de rotație și o scădere a curentului prin bobinele corespunzătoare celuilalt sens. Dacă semnalul de comandă I_c este negativ, repartizarea curenților I_c în bobine se inversează față de cazul precedent, ceea ce conduce la reversarea sensului de rotație a rotorului.

Să considerăm acum servomotorul ale cărui bobine de comandă sînt conectate în schemă de releu magnetic, schema cuprinzînd de data aceasta în plus și bobinele de reacție notate cu 6 în fig. 1. Variația curentului principal I_c funcție de curentul de comandă auxiliar I_c la funcționarea servomotorului alimentat de tensiune constantă, este redată în fig. 3, unde cu linie plină s-a trasat caracteristica releului corespunzînd unui sens de rotație și cu linie întreruptă caracteristică releului corespunzînd sensului opus. Se observă că la sensul de comandă nul toate bobinele sînt parcurse

de același curent, coloanele tuturor polilor auxiliari sînt saturate la aplicarea unui semnal de comandă auxiliar I_c de un anumit sens și avînd o valoare peste limita de basculare, rolul corespunzător unui sens de rotație va bascula în poziția inferioară și rotorul se va roti în sensul respectiv. Schimbînd sensul curentului de comandă I_c se produce reversarea celuilalt releu în poziție inferioară și revenirii primului releu.

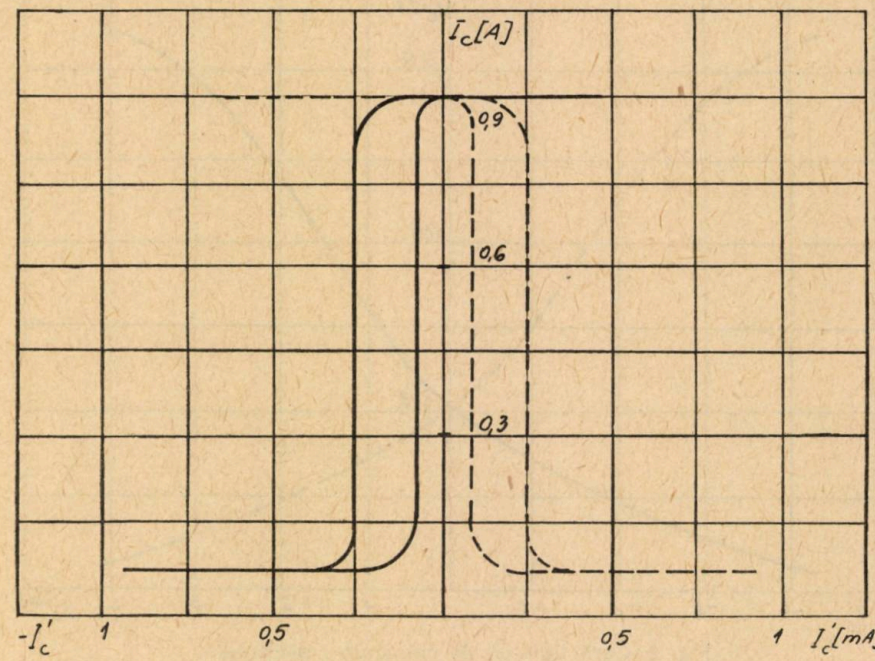


Fig. 3. Caracteristici de comandă pronunțat neliniare (de releu) cu curent de repaos maxim.

Pentru clasificarea schemelor de conexiune a servomotoarelor-amplificatoare, s-a luat în considerare în cele ce urmează criteriul legăturii inverse a celei de a doua trepte de amplificare. Astfel din acest punct de vedere putem distinge două grupe de scheme și anume :

— scheme cu reacție internă (autosaturație) și

— scheme cu reacție externă.

Vom examina în continuare cîteva din schemele mai importante aparținînd celor două grupe. Trebuie menționat încă de la început că schemele din prima grupă sînt mai avantajoase decît schemele din a doua grupă, în special datorită utilizării mai bune a spațiului la polii auxiliari, proprietatea de care se bucură în genere amplificatorii magnetici cu reacție internă [1], [2].

Dintre schemele cu reacție internă cea mai simplă este schema motorului tetrapolar din fig. 4, la care se observă că toți polii aferenți fiecărui sens de rotație sînt amplificatori magnetici cu reacție internă.

Astfel bobinele de comandă principale *1*, *3*, *5*, *7* sînt conectate în serie cu dioda *9*, iar bobinele polilor *2*, *4*, *6*, *8*, sînt în serie cu dioda *10*. Bobinele de comandă auxiliare sînt conectate toate în serie, însă sensul lor este astfel ales încît la creșterea curentului de comandă principal prin bobinele *1*, *3*, *5*, *7*, să corespundă o scădere a curentului prin bobinele *2*, *4*, *6* și *8*.

O schemă ceva mai complexă dar cu posibilități mai mari, făcînd parte din aceeași grupă de scheme, este redată în fig. 5. Aici se observă că numai bobinele a doi poli (pentru fiecare sens de rotație) sînt amplificatori pro magnetici cu autosaturație, bobinele celorlalți doi poli fiind conectate ca sarcină în curent alternativ a polilor amplificatori *3*. Astfel bobinele de comandă *1* și *2* aparțin amplificatorilor propriu-ziși (cu diodele *9* și *10*), iar bobinele *3* și *4* parcurse de pulsuri bidirecționale de curent reprezintă

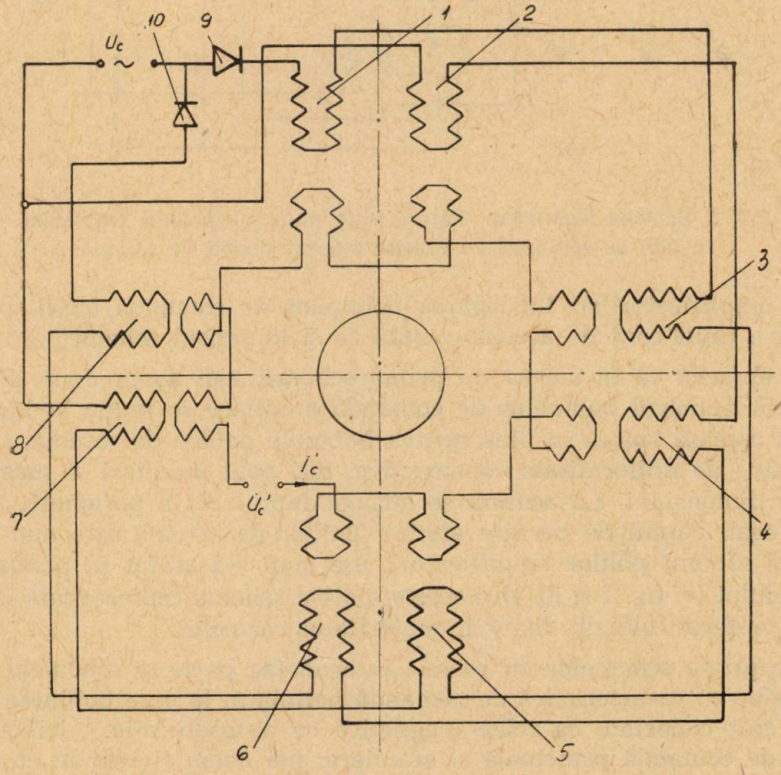


Fig. 4. Schema legăturilor statorice ale unui servomotor tetrapolar cu reacție internă.

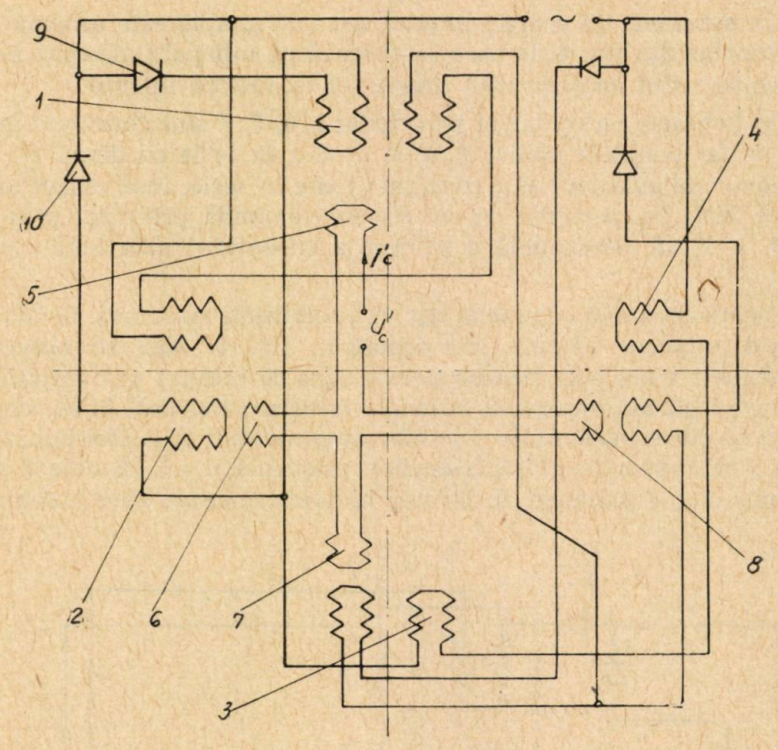


Fig. 5. Schema legăturilor statorice ale unui servomotor tetrapolar cu poli de comandă cu reacție internă și poli de sarcină.

sarcina amplificatorilor. La legarea bobinelor de comandă auxiliare *5*, *6*, *7* și *8* s-a ținut cont de aceeași regulă ca și în sensul schemei din fig. 4.

Se observă că în raport cu prima schemă, aici avem două diode în plus, însă numărul bobinelor de comandă auxiliare se reduc la jumătate. Aceasta creează spațiu în plus pentru bobinele polilor de sarcină, întrucît din motive de uniformitate constructive, toți polii auxiliari ai mașinii au aceleași dimensiuni. La aceasta se adaugă faptul că la parametri dimensionali egali cuplul de pornire aferent polilor de sarcină este mai ridicat decît cel aferent polilor amplificatori, așa cum s-a arătat în prima parte a capitolului (v. fig. 7 și 8). Din aceste motive schema reprezentată în fig. 5 este de preferat celei din fig. 4, în majoritatea cazurilor.

Din grupa schemelor cu reacție internă fac parte și schemele servomotoarelor cu caracteristică de comandă neliniară, la care bobinele de comandă sînt conectate ca relee magnetice cu autosaturație. Aici pe lîngă bobina de comandă principală și auxiliară, noi avem și bobine de reacție și de polarizare. În fig. 6 este redată o astfel de schemă, pentru un motor bipolar. Se observă că aici numărul de diode este mai mare decît la schema

din fig. 5. În schimb însă așa cum s-a mai arătat, coeficientul de amplificare în putere obținut cu această schemă este mult mai ridicat decît al schemelor cu caracteristică cuasiliniară, ceea ce permite eliminarea completă a verigii amplificatoare și deci simplificarea mai pronunțată a sistemului de reglare automată, fără micșorarea siguranței în funcționare a acestuia.

La schema din fig. 6 observăm că pe fiecare dintre cei patru poli auxiliari se află patru bobine formate fiecare din cîte două secțiuni înseriate. Ambele secțiuni au fost reprezentate în figură pentru simplitate printr-o singură bobină. Astfel pe primul pol auxiliar se găsesc : bobina de comandă principală *1*, bobina de reacție *5*, bobina de polarizare *9* și bobina de comandă auxiliară *15*. Bobinele de comandă principale ale celor patru poli *1*, *2*, *3* și *4* sînt parcurse de impulsuri unidirecționale, de curent iar bobinele de reacție *5*, *6*, *7* și *8* sînt parcurse de curent continuu (redresat bialternanță). Bobinele de reacție sînt astfel dimensionate încît să se obțină caracteristica de releu cu autosaturație.

Să examinăm acum cîteva scheme mai importante din a doua grupă (ca reacție externă). Astfel în fig. 7 este redată o schemă la care bobinele a doi poli constituie sarcina în curent alternativ a amplificatorilor cu

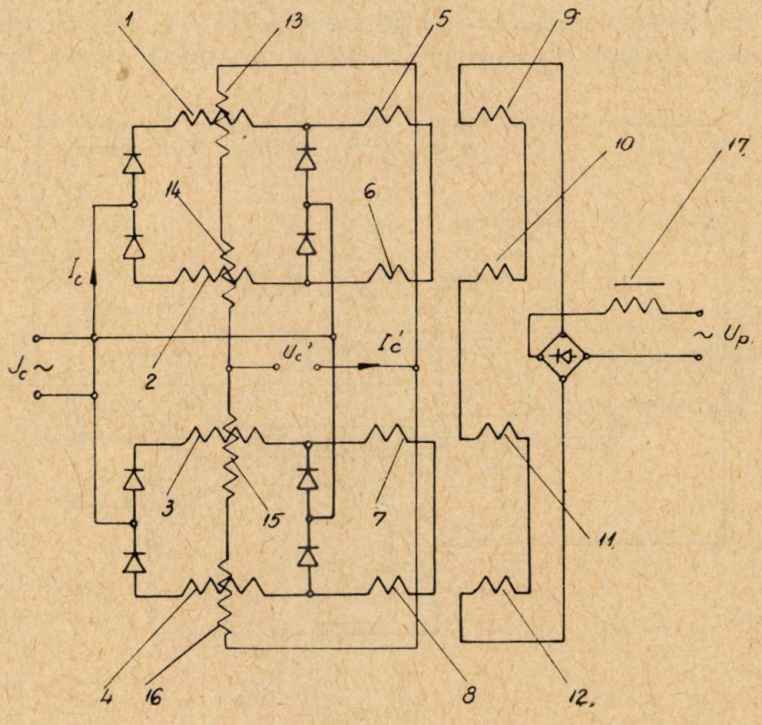


Fig. 6. Schema unui servomotor bipolar cu caracteristică de releu magnetic.

reacție externă formați cu bobinele celorlalți doi poli. Dacă considerăm polii care corespund unui sens de rotație, observăm că amplificatorii sînt constituiți din bobinele principale *1* și *2*, din bobinele auxiliare *3* și *4* și din bobinele de reacție *5* și *6*. Bobinele care constituie sarcina au fost notate cu 7 și *8*. O particularitate a schemei o constituie utilizarea unei singure punți formată din patru diode, pentru ambele amplificatoare. Bobinele de comandă auxiliare *3*, *9* și *10* sînt astfel conectate încît la creșterea curentului prin bobinele polilor aferenți unui sens de rotație, să se producă o scădere corespunzătoare a curentului prin bobinele aferente celuilalt sens. Bobinele de reacție pot fi dimensionate astfel încît schema din fig. 7 să funcționeze și ca releu cu reacție internă în care caz motorul se bucură de toate proprietățile expuse anterior în legătură cu caracteristicile de comandă neliniare.

În fig. 8 este redată schema unui servomotor cu reacție externă la care bobinele principale a doi poli *1* și *2* constituie sarcina în curent continuu a amplificatorilor cu reacție externă formați din bobinele principale, de reacție și de comandă a celorlalți doi poli. Funcțional schema diferă puțin de cea din fig. 7.

Trebuie subliniat însă faptul că spațiul polilor auxiliari este mai rău utilizat la servomotoarele cu reacție externă decît la cele cu reacție internă, ceea ce face ca schemele acestora din urmă să fie în general preferate.

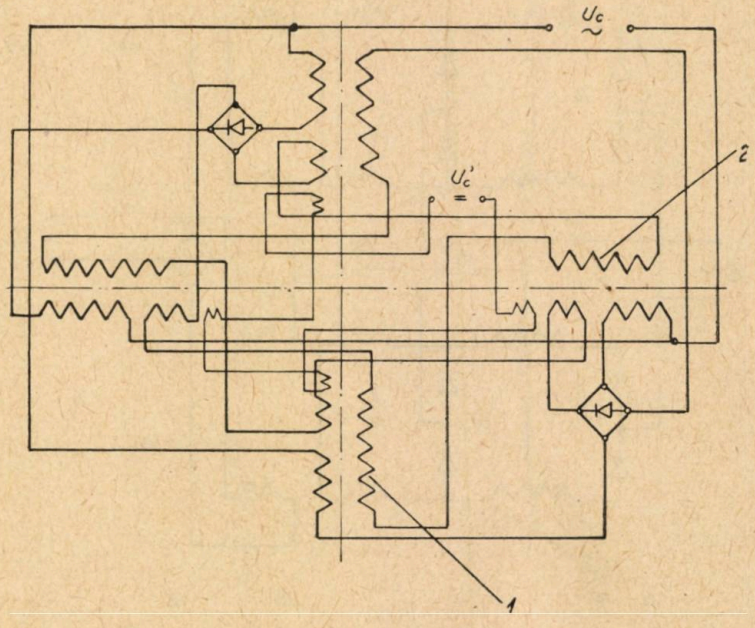


Fig. 7. Schema unui servomotor cu reacție externă și poli de sarcină în c. a.

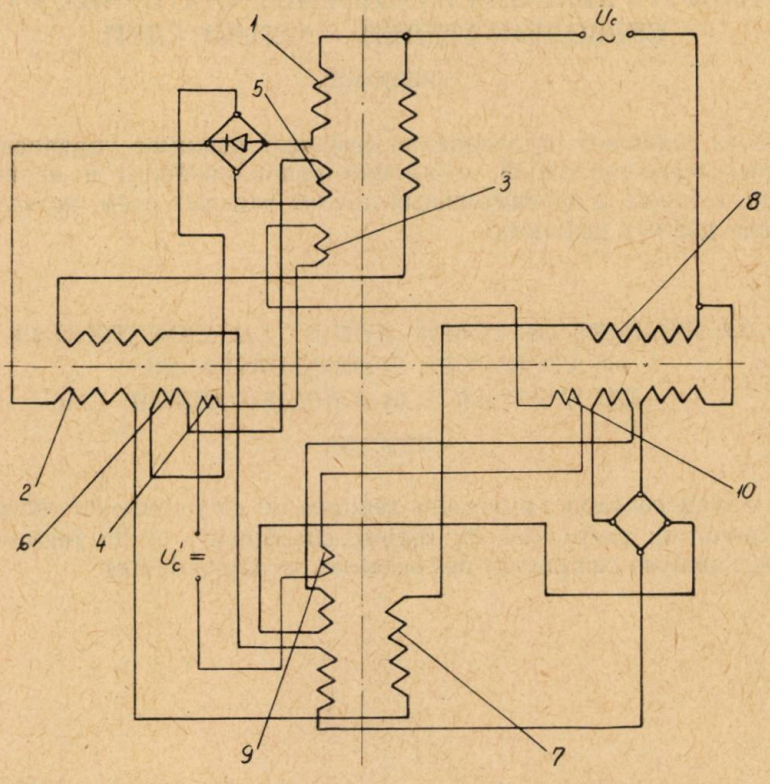


Fig. 8. Schema unui servomotor cu reacție externă și poli de sarcină în c. c.

Concluzia care se desprinde din cele de mai sus este că schemele care permit deținerea celor mai înalți indici cu numărul minim de elemente sînt :

— Schema cu autosaturație cu poli de sarcină în c.a. (fig. 5), pentru servomotoare cu caracteristică de comandă cuasiliniară.

— Schema cu relee magnetice fără poli de sarcină (fig. 6) sau cu poli de sarcină în c.a. pentru servomotoare cu caracteristica de comandă pronunțat neliniară.

BIBLIOGRAFIE

1. Gabler M., Gaskovet I., Tomanek B., Magnitîe usilitelî, Izd. Sov. Radio Moskova 1961,
2. Rosenblat M., Magnitîe usiliteli, Izd. Sov. Radio Moskova 1960.

РЕЖИМЫ УПРАВЛЕНИЯ И ОСНОВНЫЕ СТАТОРНЫЕ СХЕМЫ СЕРВОДВИГАТЕЛЕЙ — УСИЛИТЕЛЕЙ

(РЕЗЮМЕ)

Работа содержит исследование основных режимов управления усилительных серводвигателей, а именно квалилинейного и нелинейного режимов, а также и сравнительный анализ главных схем, позволяющих получение данных режимов.

LE RÉGIMES DE COMMANDE ET LES CONNEXIONS STATORIQUES FONDAMENTALES DU SERVOMOTOR-AMPLIFICATEUR

(RÉSUMÉ)

Le travail contient l'etude des regimes de comannde du servomotor-amplificateur en particulier du régime cuasilineare et du régime nonlineare, et l'analyse comparatif des schemas correspondentes.

CERCETĂRI PRIVIND ÎNLOCUIREA SULFATULUI DE ALUMINIU CU SULFAT FEROS ÎN PROCESUL DE LIMPEZIRE A APEI LA UZINA DE APĂ DE SUPRAFAȚĂ A ORAȘULUI TIMIȘOARA

DE

Cat. Industrii Anorganice : V. COCHECI, R. TAUBERT, E. RETEZAN, P. SĂMĂRGHIȚAN, V. DALEA

Cat. Hidrotehnică : C. JURA, M. GIURCONIU, GH. CREȚU, I. MIREL

1. PROBLEME GENERALE ȘI OBIECTUL DE STUDIU

Față de cerințele de apă potabilă și industrială mereu crescînde, uzinele de apă de suprafață au cunoscut în general o mare dezvoltare.

De la darea sa în exploatare, uzina de apă de suprafață a orașului Timișoara folosește ca reactivi de tratare a apei sulfat de aluminiu, var, clor și în ultimii ani cărbune activ în pulbere, iar instalația este formată din următoarele aparate principale : bazine de reacție orizontale cu compartimente, decantoare orizontale, camere de aerare și filtre rapide.

În general rezultatele obținute sînt satisfăcătoare. Exploatarea uzinei asigură îndeplinirea condițiilor de potabilizare a apei de suprafață. Unele deficiențe se pot semnala în privința proprietăților organoleptice, mai ales la temperaturi scăzute, precum și variațiile mari ale temperaturii apei, în funcție de anotimp.

Consumul de reactivi este însă relativ mare, ceea ce conduce la un cost destul de ridicat al tratării apei, de 0,08 ... 0,09 lei/mc.

Cercetarea problemelor tehnico-economice, ridicate de posibilitățile înlocuirii actualului reactiv de coagulare, se efectuează prin efortul unit al Întreprinderii de Gospodărire Orășenească Timișoara și al Institutului Politehnic Timișoara, fiind propuse ca etape în munca de cercetare : studiile la nivelul laboratorului chimic, studiul în cadrul laboratorului semiindustrial și aplicarea experimentală a proceselor studiate la uzina orășenească de apă.

În lucrarea de față se prezintă o primă serie de rezultate obținute în faza de laborator și în laboratorul semiindustrial, efectuate pentru aprecierea procesului de limpezire, la temperaturi joase a apelor din perioada

de iarnă și din perioada viiturilor de primăvară, prin aplicarea sulfatului feros în linia tehnologică alcătuită din actualele instalații de care dispune în exploatare uzina de apă.

2. PRINCIPALELE REZULTATE OBȚINUTE ÎN FAZA DE LABORATOR

În laboratorul de Tehnologie Chimică Generală al Facultății de Chimie Industrială din Institutul Politehnic Timișoara au fost efectuate mai multe serii de încercări pentru determinarea dozelor optime de reactivi. În perioada decembrie 1965—februarie 1966 au fost studiate numeroase probe de apă de suprafață, avînd temperaturi de 2°... 7 °C și un conținut de suspensii de 30 ... 840° SiO_2, recoltate din zona captării de apă a stației pilot. De asemenea au fost analizate probele de apă luate din diferite trepte ale liniei tehnologice de tratare din laboratorul semiindustrial pentru urmărirea eficienței procesului de limpezire.

Pentru fiecare probă de apă recoltată s-au făcut încercări cu diferite doze de reactivi iar rezultatele experiențelor, după trei ore de sedimentare, au fost interpretate, făcîndu-se legătura între doza optimă stabilită și unele proprietăți ale apei. S-a constatat astfel că în cazul tratării apei cu sulfat feros și a alcalinizării cu lapte de var este necesară o doză apreciabilă de clor, pentru oxidarea fierului bivalent la fier trivalent. Cantitatea de clor necesară acestui scop a fost calculată.

De asemenea s-a constatat că la temperaturi scăzute, cînd conținutul în oxigen al apei este mai mare, doza de clor se poate reduce. În tabelul 1 sînt redate dozele optime de reactivi, legate de calitatea apei brute.

Dozele sînt în general mari. Astfel la turbiditatea maximă studiată de 840° SiO_2, doza de clor este destul de mare, de 35 mg/l, deoarece cu toată temperatura scăzută a apei de 2 °C, cantitatea de oxigen prezentă în apă neasigurînd oxidarea completă a celor 120 mg/l sulfat feros.

Tabelul 1

Încercările de laborator privind stabilirea dozelor optime de reactivi

Nr. crt.	Temp. apei de Bega °C	Turbiditatea °SiO_2		Doze optime de reactanți mg/l			pH	
		Apă de Bega	Apă tratată după 3 ore	$FeSO_4$	CaO	Cl_2	Apă de Bega	Apă după coag.
1	7,0	32	5	40	1,0	9,8	6,5	5,5
2	4,0	60	7	45	12,0	9,0	6,5	6,5
3	4,0	98	8	60	22,0	19,0	6,2	5,5
4	2,0	130	17	70	40,0	10,0	5,8	5,8
5	2,5	250	18	80	70,0	25,0	6,0	6,4
6	2,4	330	20	85	70,0	25,0	5,6	6,8
7	2,0	840	17	120	100,0	35,0	5,5	7,2

Aceste studii au permis trasarea curbelor optime de coagulare (fig. 1).

Dozele optime de reactanți sînt înscrise pe diagramă în funcție de turbiditatea apei captate, de la 0 la 1 000° SiO_2.

Este de observat o răsfrîngere a curbelor în jurul turbidității de 260° SiO_2, de la care dozele de reactivi înregistrează o creștere mai înceată. Acest fapt se datorește probabil unei schimbări a raportului dintre cantitatea de suspensii gravimetrice și cantitatea de suspensii coloidale, raport care la valori mai mari decît turbiditatea considerată suferă o transformare importantă în favoarea suspensiilor gravimetrice.

3. PRINCIPALELE REZULTATE OBȚINUTE ÎN LABORATORUL SEMIINDUSTRIAL

3.1. **Condițiile de amenajare a liniei tehnologice**

În linia tehnologică de tratare a apei au fost adoptate aceleași tipuri de aparate de care dispune și uzina de apă a orașului (fig. 2).

Curentul principal de apă este trecut prin camera de amestec (A) la care este racordată gospodărirea de reactivi, iar în continuare prin camera de reacție orizontală cu compartimente (R) în aparatele de limpezire.

Diferitele procese de tratare au fost asigurate prin utilizarea corespunzătoare a centrului de distribuție (C). O serie de procese tehnologice au fost realizate conducîndu-se apa din decantorul orizontal (D) la filtrul rapid cu nisip (F). O altă serie de procese tehnologice au fost asigurate prin devierea apei decantate într-un bazin de aspirație (B), ridicarea ei cu ajutorul electropompei de uzinaj în camera de aerare (O) pentru îmbogățirea conținutului de oxigen, de la care s-a alimentat filtrul.

Așezarea relativă în cotă a aparatelor laboratorului semiindustrial, cum se poate observa în profil, a permis comutarea circuitelor hidraulice prin menținerea neschimbată a parametrilor funcționali, debitul tratat, viteza și durata decantării respectiv dozele de reactivi.

Probele de apă pentru fiecare proces studiat au fost considerate concludente după 4—5 ore de funcționare în regim constant.

3.2. **Încercările efectuate cu aerarea apei folosind doze teoretice de clor**

Uzinajul s-a efectuat la o turbiditate a apei de rîu de 86 . . . 102° SiO_2, temperatura apei —8 °C, temperatura aerului 12 °C.

Debitul tratat de 1,3 l/s, a permis viteza medie în decantorul orizontal de 1 mm/s, respectiv durata decantării 2,1 ore, la o viteză de filtrare de 4 m/h. Dozele de reactivi s-au stabilit în funcție de oscilațiile turbidității apei de rîu. Reactivul de coagulare folosit în încercările efectuate a avut un conținut de 56% sulfat feros.

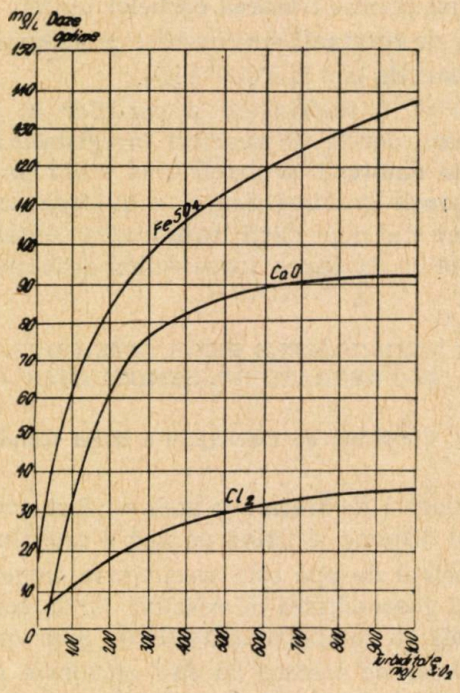


Fig. 1. Curba optimă de coagulare.

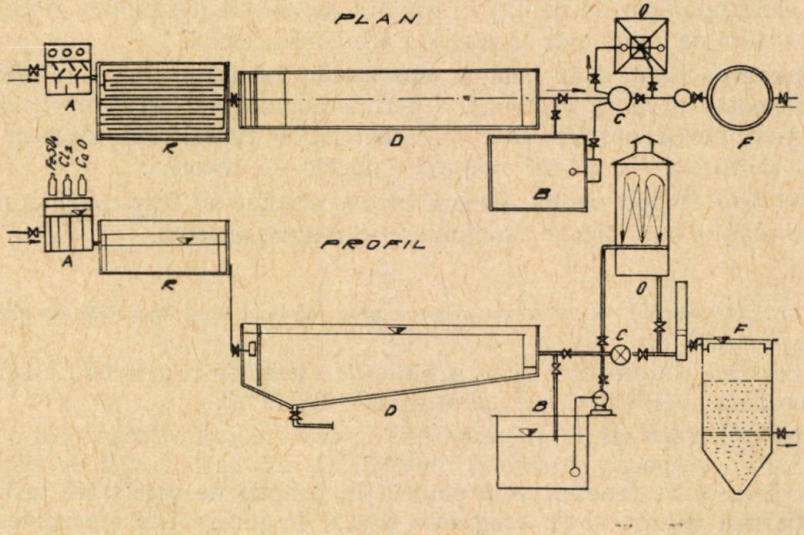


Fig. 2. Obiectele liniei de tratare.

S-a lucrat cu următoarele doze :

sulfat feros . . . 50 . . . 58 mg/l
oxid de calciu . . 22 . . . 30 mg/l
clor . . . . . 10 . . . 12 mg/l

Rezultatele analizelor sînt înscrise în tabelul 2.

Tabelul 2

Calitatea apei tratate cu aerare și doza de clor teoretică

Nr. probei	Locul de recoltare	Suspensii mg/l	Turbiditate grade SiO_2	pH	Alcalinitate cc HCl n/10 pe litru	Oxidabilitate $KMnO_4$ mg/l	Fier total mg/l
1	apă de rîu	90,8	102	5,8	14,0	15,8	0,5
2	apă decantată	45,8	65	5,9	14,0	17,1	3,0
4	după aerare	41,0	93	6,0	14,5	16,7	3,0
5	după filtrare	—	19	6,2	14,5	12,9	0,75

Trebuie remarcat faptul că alcalinitatea și pH-ul cunosc o ușoară creștere iar conținutul de fier în apa tratată depășește limitele admisibile.

Încărcarea filtrelor cu suspensii depășește valorile recomandate.

3.3. Încercări cu aerarea apei folosind doze reduse de clor

Deoarece la temperaturi relativ scăzute ale apei reducerea dozei de clor poate conduce la rezultate acceptabile, s-au încercat următoarele doze de reactivi :

sulfat feros . . . . . 44 mg/l
oxid de calciu . . . . 20 mg/l
clor . . . . . 3,5 mg/l

la o turbiditate ceva mai scăzută a apei de rîu, de 78° SiO_2.

Rezultatele obținute sînt înscrise în tabelul 3.

Tabelul 3

Calitatea apei tratate cu aerare și doză redusă de clor

Nr. probei	Locul de recoltare	Suspensii mg/l	Turbiditate grade SiO_2	pH	Alcalinitate cc HCl n/10 pe litru	Oxidabilitate $KMnO_4$ mg/l	Fier total mg/l
1	apă de rîu	86,5	78	5,3	14,0	15,6	0,5
3	apă decantată	41,0	57	6,0	13,0	12,0	2,5
6	după aerare	35,0	71	6,2	13,0	13,2	2,5
7	după filtrare	—	42	6,2	14,5	9,5	0,2

Considerăm că reducerea dozei de clor la temperaturi scăzute ale apei este corespunzătoare realizîndu-se și un conținut mic de fier rezidual adus la limitele admisibile.

3.4. La încercările efectuate cu aceleași doze de reactivi arătate la punctul precedent, însă suprimînd aerarea, s-au obținut rezultate mai slabe sub două aspecte : în primul rînd apa filtrată are oxidabilitatea mai ridicată și în al doilea rînd ea conține fier peste limita admisibilă. Rezultatele sînt arătate în tabelul 4.

Tabelul 4

Calitatea apei tratate fără aerare, cu doză redusă de clor

Nr. probei	Locul de recoltare	Suspensii mg/l	Turbiditate grade SiO_2	pH	Alcalinitate cc HCl n/10 pe litru	Oxidabilitate $KMnO_4$ mg/l	Fier total mg/l
1	apă de rîu	86,5	78	5,8	14,0	15,6	0,5
3	după decantare	48,0	57	6,0	13,0	12,0	2,5
8	după filtrare	—	1	6,0	13,5	11,25	0,3

Din compararea rezultatelor obținute se pot aprecia foloasele evidente ale aerării atît în ce privește conținutul de substanțe organice cît și în ce privește reducerea conținutului de fier rezidual.

3.5. Pentru a se putea determina mai apropiat influența tratării cu clor în etapa de preclorinare a apei, s-au efectuat în afară de încercările de mai sus, o serie de experiențe, tratînd apa numai cu reactivul de coagulare și cel de alcalinizare. La un debit tratat de 1,2 l/s s-au obținut rezultatele înscrise în tabelul 5.

Tabelul 5

Limpezirea apei cu sulfat feros și var

Nr. probei	Locul de recoltare	Suspensii mg/l	Turbiditate grade SiO_2	pH	Alcalinitate cc HCl n/10 pe litru	Oxidabilitate $KMnO_4$ mg/l	Fier total mg/l
9	apă de rîu	67,6	83	6,3	16,0	18,3	1,6
10	apă decantată	40,2	65	6,1	14,0	16,1	3,0
11	după aerare	37,0	72	6,0	13,5	16,45	3,0
12	după filtrare	—	2	6,0	14,5	14,7	1,0

Din toate încercările se poate desprinde lipsa de eficiență a decantorului orizontal semiindustrial, fapt constatat și cu ocazia lucrărilor anterioare. Una din deficiențele importante o constituie desigur agitarea intensă a apei și probabil ridicarea gradului de dispersie a fulgilor, obținuți în condiții foarte avantajoase în camera de aerare, la trecerea cu viteză foarte mare prin robinetul ventil la intrarea în decantor. De asemenea trebuie încă verificate posibilitățile de lucru, în linia tehnologică, a decantoarelor orizontale executate la scară redusă. În laboratorul semiindustrial decantorul orizontal de 7 m lungime, este redus la scara 1 : 5 față de dimensiunile aceluiași aparat, amenajat la uzina de apă a orașului Timișoara.

Din aceste motive, rezultatele obținute trebuie considerate informative.

Comparativ însă, încercările efectuate au avut calitatea de a arăta influența dozei de coagulant și a aerării, conținutul de fier rezidual, element foarte important în procesul de tratare cu sulfat feros, de asemenea au adus date concrete în legătură cu situația diferiților factori de potabilizare în diferitele trepte ale procesului de limpezire. Stabilirea definitivă a dozelor optime în general și a dozei de clor în funcție de turbiditate, temperatura și reacția apei în special, se va putea face numai prin încercările efectuate în linia tehnologică experimentală a uzinei de apă.

Dozele de reactivi verificate în laboratorul semiindustrial rezultă mai mici decît cele apreciate inițial la nivelul laboratorului după cum s-a putut dovedi și la alte experimentări conduse în paralel, că dozele de reactivi în uzinele de apă sînt mai mici decît cele apreciate în laborator sau în instalații semiindustriale.

4. CONCLUZII

În vederea trecerii de la tratarea cu sulfat de aluminiu la tratarea apei cu sulfat feros în procesul de limpezire a apei de suprafață în uzina orașului Timișoara, au fost efectuate primele serii de încercări, în faza de laborator și în instalația semiindustrială.

Încercările chimice au dus la determinarea dozei optime de reactivi : Sulfat feros, oxid de calciu și clor, ceea ce a permis trasarea curbelor de coagulare în funcție de turbiditatea apei captate.

Studiile efectuate în laboratorul semiindustrial au condus la rezultate comparative, arătînd importanța aerării și stabilind în diferitele linii tehnologice încercate, eficiența procesului de limpezire și principalii parametri de potabilizare.

BIBLIOGRAFIE

1. Juliitte P., Les eaux de consommation et leur traitement — Eyrolles Paris — 1964, p. 75—78.
2. Rott, Mathyas, Hidi, Hidrotehnica, Gospodărirea apelor Meteorologia vol. 10 (1965) — Nr. 4, pag. 207—214.
3. Conley, Pitman, J.A.W.A. — 52, 1319 (1960).
4. Langwoot V. W., J.A.W.A. — 50, 56 (1958).

ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ЗАМЕНЕ СУЛЬФАТА АЛЛЮМИНИЯ СУЛЬФАТОМ ЖЕЛЕЗА В ПРОЦЕССЕ ОЧИСТКИ НА ПОВЕРХНОСТНОЙ ВОДОПРОВОДНОЙ СТАНЦИИ ГОРОДА ТИМИШОРА

(РЕЗЮМЕ)

Исследования проведенных в химической лаборатории позволили определить оптимальные кривые коагулирования и главные параметры для установления оптимальной дозы реагентов.

Исследования проведенные в полупромышленной лаборатории выявили особенности различных технологических линий и привели к определенным технико-экономическим выводам.

Предпринимались также необходимые испытания для внедрения метода бодопроводной станции гор. Тимишора, для зимных вод и весенних паводок.

RECHERCHES CONCERNANT LA SUBSTITUTION DU SULFATE D'ALUMINIUM PAR DU SULFATE FERREUX DANS LE PROCESSUS DE CLARIFICATION À L'USINE DE DISTRIBUTION D'EAU DE SURFACE, DE LA VILLE DE TIMIŞOARA

(RÉSUMÉ)

Les études effectuées dans le laboratoire de chimie permettent d'établir les courbes optimales de coagulation et des principaux indicateurs pour la détermination des doses optimales de réactifs.

Les recherches effectuées dans le laboratoire semi-industriel tout en indiquant les particularités des différentes lignes technologiques essayées, menent aux principales conclusions techniques-économiques dérivant de cette étude. On a encore effectué les essais nécessaires en vue de l'introduction de cette méthode à l'Usine de la ville de Timişoara pour les eaux d'hiver et pour les eaux de printemps.

STUDIUL HIDRAULIC AL UNUI COT HIPERBOLIC DE SECȚIUNE DREPUNGHIULARĂ

DE

V. GHEORGHIU, T. NICOARĂ

Problema curgerii lichidelor prin coturi este numai parțial rezolvată. Se cunosc aspectele fenomenului complex de schimbare a direcției curentului și se dau cîteva formule empirice pentru calculul pierderilor locale de energie prin tuburi curbe sau frînte de secțiune constantă. De remarcat este și efectul perturbator al cotului pe o distanță de 50... 70 d în aval.

Autorii își propun să realizeze, prin studiul cotului hiperbolic confuzor-difuzor, un dispozitiv hidraulic ameliorat de întoarcere a curentului lichid.

1. CONSIDERAȚIUNI ANALITICE

Vom aplica transformarea conformă, după metoda Jukovski, a sursei circulare de rază a din planul z, în sursa liniară după diametrul real $2a$ din planul Z.

Introducem următoarele notații și expresii :

a — raza cercului de bază ;

b — grosimea stratului de fluid în mișcare plană ;

θ, r — coordonate polare în planul z ;

X, Y — coordonate carteziene în planul Z ;

$\alpha = \frac{1}{2}\left(\frac{r}{a} + \frac{a}{r}\right)$ — primul parametru auxiliar ;

$\beta = \frac{1}{2}\left(\frac{r}{a} - \frac{a}{r}\right)$ — al doilea parametru auxiliar ;

$V = V_X - i\,V_Y$ — viteza complexă în planul Z ;

v, v_0 — viteze medii în secțiunile sb, s_0b ;

$\varepsilon = \operatorname{arc\,tg} \frac{V_Y}{V_X}$ — unghiul format de V cu axa reală ;

Q — debitul sursei pentru unitatea de grosime a stratului în mișcare plană ;

q — debitul cotului ;

s — coarda arcului interceptat de profilul cotului pe elipsa echipotențială ;

s_0b, sb, $s_{max}b$ — secțiunile cotului : minimă, curentă și maximă ;

$\sigma = \frac{s}{s_0}$ — parametrul adimensional al secțiunii ;

$D = 2\left(\frac{1}{b} + \frac{1}{s}\right)^{-1}$ — diametrul hidraulic al secțiunii sb ;

θ_1, θ_2 — parametrii unghiulari ai hiperbolelor omofocale de curent, care limitează profilul cotului ;

$\theta_m = \frac{1}{2}(\theta_1 + \theta_2)$ — parametrul unghiular al hiperbolei medii ;

$2\delta = \theta_2 - \theta_1$ — unghiul la centru al sectoarelor de coroană din planul z ;

dl — elementul liniar al hiperbolei medii ;

$R_c = dl/d\varepsilon$ — raza de curbură a hiperbolei medii ;

$\mathrm{Re} = vD/\nu$ — numărul Reynolds ;

h_{tot} — pierdere de energie totală în cot (kgm/kgf) ;

h_l — pierdere de energie liniară în cot (kgm/kgf) ;

h_c — pierdere de energie datorită curburii cotului (kgm/kgf) ;

ζ, ζ', ζ'' — coeficienți de pierdere de energie.

Potențialul complex al mișcării

$$W = \frac{Q}{2\pi} \ln z = \frac{Q}{2\pi} \ln (Z \pm \sqrt{Z^2 - a^2}) \tag{1}$$

admite funcția de transformare

$$Z = \frac{1}{2}\left(z + \frac{a^2}{z}\right) = \frac{a}{2}\left(\frac{z}{a} + \frac{a}{z}\right) \tag{2}$$

cu relațiile

$$X = \frac{a}{2}\left(\frac{r}{a} + \frac{a}{r}\right)\cos\theta = a\,\alpha\cos\theta \tag{3}$$

$$Y = \frac{a}{2}\left(\frac{r}{a} - \frac{a}{r}\right)\sin\theta = a\,\alpha\sin\theta \tag{4}$$

Spectrul reodinamic al sursei în planul Z este dat de hiperbolele de curent

$$\frac{X^2}{\cos^2\theta} - \frac{Y^2}{\sin^2\theta} = a^2 \tag{5}$$

de parametru θ, omofocal conjugate cu elipsele echipotențiale de parametru r

$$\frac{X^2}{\alpha^2} + \frac{Y^2}{\beta^2} = a^2 \tag{6}$$

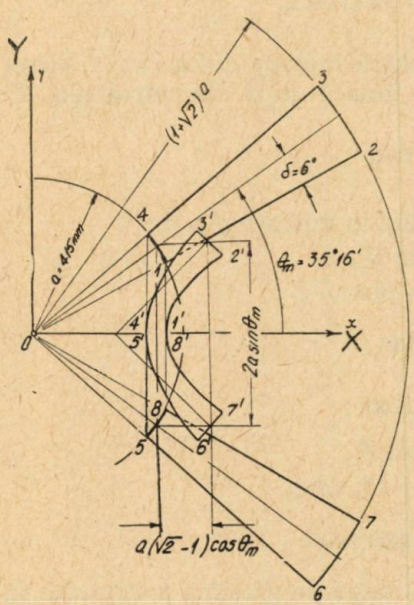


Fig. 1. Schema de transformare Jukovski a cotului experimentat.

în raport cu focarele situate la extremitățile diametrului real $2a$ al cercului de bază.

Viteza complexă a mișcării

$$\frac{dW}{dZ} = \hat{V} = V_X - iV_Y = \frac{Q}{2\pi a} \frac{1}{\frac{1}{2}\left(\frac{z}{a} - \frac{a}{z}\right)} = \frac{V_X + iV_Y}{|V|^2} \tag{7}$$

are componentele

$$\frac{V_X}{|V|^2} = \frac{2\pi a}{Q}\beta\cos\theta; \qquad \frac{V_Y}{|V|^2} = \frac{2\pi a}{Q}\alpha\sin\theta \tag{8}$$

modulul

$$|V| = \frac{Q}{2\pi a}(\alpha^2\sin^2\theta + \beta^2\cos^2\theta)^{-\frac{1}{2}} \tag{9}$$

și unghiul determinat prin relația

$$\operatorname{tg}\varepsilon = \frac{V_Y}{V_X} = \frac{\alpha}{\beta}\operatorname{tg}\theta. \tag{10}$$

1.1. **Profilul cotului** se obține prin transformarea conformă a sectoarelor de coroană (1234) și (5678), simetrice în raport cu axa reală, — în domeniul de contur (12345678), din planul Z, realizat prin intersecția hiperbolelor θ_1 și θ_2, cu elipsele echipotențiale de parametrii a și r_{max}.

Se pune problema dimensionării cotului hiperbolic pentru un unghi de întoarcere $2\varepsilon_{max} = \pi/2$ și un raport maxim al secțiilor $\sigma_{max} = 2$.

Latura s a secțiunii dreptunghiulare sb se calculează cu formula

$$s = \sqrt{\Delta X_s^2 + \Delta Y_s^2} \tag{11}$$

în care, pentru parametrul r al elipsei considerate, valorile Δ rezultă din relațiile (3) și (4) ;

$$\Delta X_s = a\alpha(\cos\theta_2 - \cos\theta_1) = a\alpha\Delta\cos\theta \tag{12}$$

$$\Delta Y_s = a\beta(\sin\theta_2 - \sin\theta_1) = a\beta\Delta\sin\theta. \tag{13}$$

În cazul secțiunii minime :

$$s_0 = a\Delta\cos\theta \tag{14}$$

Prin urmare, raportul σ are expresia

$$\sigma = \frac{s}{s_0} = \sqrt{\alpha^2 + \beta^2\left(\frac{\Delta\sin\theta}{\Delta\cos\theta}\right)^2} \tag{15}$$

în care

$$\frac{\Delta\sin\theta}{\Delta\cos\theta} = -\operatorname{ctg}\frac{\theta_1 + \theta_2}{2} = -\operatorname{ctg}\theta_m. \tag{16}$$

Dacă se ține seamă de relația (10), raportul secțiunilor devine :

$$\sigma = \frac{s}{s_0} \sqrt{\alpha^2 + \beta^2 \operatorname{ctg}^2 \theta_m} = \frac{\beta}{\operatorname{tg} \theta_m} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varepsilon} \tag{17}$$

sau

$$\sigma = \frac{s}{s_0} = \frac{\beta}{\cos \varepsilon \cdot \operatorname{tg} \theta_m}. \tag{18}$$

Pentru determinarea parametrilor α și β se consideră relațiile (10) și (18) :

$$\operatorname{tg} \theta_m = \frac{\beta}{\alpha} \operatorname{tg} \varepsilon = \frac{\beta}{\sigma \cos \varepsilon} \tag{19}$$

din care rezultă

$$\alpha = \sigma \sin \varepsilon \tag{20}$$

$$\beta = \sqrt{\alpha^2 - 1} = \sqrt{\sigma^2 \sin^2 \varepsilon - 1}. \tag{21}$$

Raza cercului de bază se calculează din (14) :

$$a = \frac{s_0}{\cos \theta_1 - \cos \theta_2} = \frac{s_0}{2 \sin \theta_m \sin \delta}. \tag{22}$$

Calculele numerice, efectuate cu formulele (10), (20), (21) și (22) — duc la următoarele valori pentru modelarea cotului hiperbolic :

Tabelul 1

Mărimi	a	s_0	s_{max}	σ	θ_m	δ	θ_1	θ_2	ε
Unități	mm	mm	mm						
Valori	415	50	100	2	35°16′	6°	29°16′	41°16′	45°

Cotul este conturat prin hiperbolele

$$\frac{X^2}{0{,}761} - \frac{Y^2}{0{,}239} = 415^2 \quad \text{și} \quad \frac{X^2}{0{,}565} - \frac{Y^2}{0{,}435} = 415^2 \tag{23}$$

limitate de elipsa :

$$\frac{X^2}{2} + \frac{Y^2}{1} = 415^2 \tag{24}$$

1.2. **Repartiția vitezelor în secțiunea minimă** se determină prin particularizarea relațiilor (8) și (9), pentru $r = a$:

$$V_X = 0 \quad \text{și} \quad V_Y = \frac{Q}{2\pi a} \cdot \frac{1}{\sin \theta} = V. \tag{25}$$

Această relație se poate adapta la condițiile modelării :

$$V = \frac{Q}{2\pi a} \sin^{-1} \theta = \frac{bQ}{2\pi ab} \sin^{-1} \theta = \frac{15q}{\pi ab} \sin^{-1} \theta \tag{26}$$

sau, introducînd $a=415$ mm și $b=50$ mm :

$$V_{m/s}=0{,}23q_{1/s}\sin^{-1}\theta. \tag{27}$$

Forma adimensională a relației (26) se obține prin introducerea ecuației de continuitate $q=b^2v_0$

$$\frac{V}{v_0}=\frac{15}{\pi}\cdot\frac{b}{a}\sin^{-1}\theta=0{,}5753\sin^{-1}\theta \tag{28}$$

Repartiția vitezelor se poate urmări în tabelul 2, în ipoteza diviziunii coardei $s_0=b$ în zece segmente egale :

Tabelul 2

Punct	01	1	2	3	4	5	6	7	8	9	02
X mm	362	357	352	347	342	337	332	327	322	317	312
$\sin^{-1}\theta$	2,044	1,961	1,888	1,824	1,766	1,714	1,667	1,625	1,585	1,550	1,516
V/v_0	1,176	1,128	1,086	1,049	1,016	0,986	0,959	0,935	0,912	0,892	0,872

Viteza crește monoton în sensul centripetal al profilului, variația totală fiind de 30,4% din viteza medie.

1.3. **Pierderea liniară de energie,** la trecerea curentului lichid prin cot, se calculează prin integrarea pierderii elementare

$$dh_l=\frac{\lambda}{D}\cdot\frac{v^2}{2g}dl \tag{29}$$

de-a lungul hiperbolei medii.

Vom explicita mărimile relației (29), exprimîndu-le în funcție de lungimea r a razei-vectoare de argumente $\theta=\theta_m$, care se transformă în hiperbola medie.

Într-adevăr, diametrul hidraulic D se poate scrie

$$D=\frac{2bs}{b+s}=\frac{2b}{1+b/s}=\frac{2b}{1+s_0/s} \tag{30}$$

unde s_0/s rezultă din (17)

Factorul cinetic al vitezei devine

$$\frac{v^2}{2g}=\frac{v^2}{v_0^2}\cdot\frac{v_0^2}{2g}=\left(\frac{s}{s_0}\right)^2\cdot\frac{v_0^2}{2g} \tag{31}$$

Coeficientul de rezistență λ s-a calculat cu formula

$$\lambda=(1{,}8\log \mathrm{Re}-1{,}5)^{-2} \tag{32}$$

în ipoteza conductelor netede.

Ținînd seama de condițiile realizării modelului $\delta\cong0{,}01$ mm și $D=50$ mm, rezultă o funcționare a sa în regimul turbulent al conductelor

netede. Conform criteriului Prandtl, $\mathrm{Re}\sqrt{\lambda K} \leqslant 14{,}1$ și deci regimul indicat are loc pentru $\mathrm{Re} \leqslant 625\,000$ și $\lambda \geqslant 0{,}01258$.

Elementul dl al liniei medii de curent se calculează din

$$\frac{dZ}{dz} = \frac{a}{z} \cdot \frac{1}{2}\left(\frac{z}{a} - \frac{a}{z}\right) \tag{33}$$

pentru $\theta = \theta_m = \text{const}$. Rezultă :

$$dZ = \frac{a}{z}\,\frac{1}{2}\left(\frac{z}{a} - \frac{a}{z}\right) e^{i\theta}\, dr = a\,(\beta \cos\theta_m + i\alpha \sin\theta_m)\,\frac{dr}{r} \tag{34}$$

$$dl = |\,dZ\,| = a\,\frac{dr}{r}\,(\alpha^2 \sin^2\theta_m + \beta^2 \cos^2\theta_m)^{1/2} \tag{35}$$

sau

$$dl = a \sin\theta_m\,\frac{s}{s_0}\,\frac{dr}{r} \tag{36}$$

cu aplicarea formulei (17).

Pornind de la dl se poate deduce și R_c — un parametru geometric important al profilului — dacă se cunoaște $d\varepsilon$. Această diferențială se calculează din formulele (10) și (18) :

$$d(\operatorname{tg}\varepsilon) = \frac{d\varepsilon}{\cos^2\varepsilon} = d\left(\frac{\alpha}{\beta}\operatorname{tg}\theta_m\right) = \operatorname{tg}\theta_m\,\frac{\beta d\alpha + \alpha d\beta}{\beta^2}$$

unde

$$d\alpha = \beta\,\frac{dr}{r} \quad \text{și} \quad d\beta = \alpha\,\frac{dr}{r} \tag{37}$$

Rezultă

$$d\varepsilon = -\frac{1}{\beta^2}\,\frac{dr}{r} \cdot \cos^2\varepsilon = -\operatorname{ctg}\theta_m \left(\frac{s_0}{s}\right)^2 \frac{dr}{r} \tag{38}$$

și prin urmare :

$$R_c = \frac{dl}{d\varepsilon} = -a \sin\theta_m \operatorname{tg}\theta_m \left(\frac{s}{s_0}\right)^3 \tag{39}$$

în conformitate cu relațiile (36) și (38).

În final, pe baza formulelor (30), (31) și (36), pierderea de energie liniară devine :

$$h_l = 2\int_{r=a}^{r_{max}} \lambda \cdot \frac{1 + \dfrac{s_0}{s}}{2b} \cdot \frac{s_0^2}{s^2} \cdot \frac{v_0^2}{2g} \cdot a \sin\theta_m \frac{s}{s_0}\,\frac{dr}{r}$$

$$h_l = \frac{v_0^2}{2g}\int_a^{r_{max}} \frac{a \sin\theta_m}{b} \cdot \lambda\left(1 + \frac{s_0}{s}\right)\frac{s_0}{s}\,\frac{dr}{r} = \frac{v_0^2}{2g}\int_a^{r_{max}} \lambda \cdot \mathrm{II} \cdot dr \tag{40}$$

în care produsul

$$\Pi = \frac{a}{b} \sin\theta_m \left(1 + \frac{s_0}{s}\right) \frac{s_0}{s} \frac{1}{r} = f(r) \tag{41}$$

este funcție de geometria profilului.

Integrala (40) a fost efectuată tabelar, în regimul turbulent al conductelor netede, pentru valori $v_0 = 1$ m/s ; 2 m/s ; 3 m/s, stabilindu-se relația :

$$h_l = 6{,}09\,\lambda_0 \frac{v_0^2}{2g} \tag{42}$$

în care λ_0 corespunde secțiunii minime.

Tabelul 3

Nr. crt.	mm	mm	mm	mm	v_0=3m/s		cm^{-1}		Obs.
	r	l	R	D	s_0/s	10^{-3}Re	10^4		
0	415	—	—	50	1	114,5	0,01728	19,94	
1	473,5	32,1	176	50,7	0,975	113,2	0,01733	16,88	
2	532	29,9	205	52 6	0,903	108,8	0,01747	13 51	a=415 mm
3	590,5	28,6	252	54,1	0 849	105,2	0,01759	11,20	b=50 mm
4	649	27,8	314	56,2	0,781	100,5	0,01776	9,122	Δr=5,85 cm
5	707,5	27,7	404	58,3	0,718	96,0	0,01793	7,478	$\sin\theta_m$=0,577
6	766	27,6	516	60,2	0,663	91,4	0,01812	6,246	v_0=3 m/s
7	824,5	27,6	648	61,9	0,617	87,4	0,01829	5,295	$\nu_{10°}$=0,0131 cm^2/s
8	883	27,7	810	63,7	0,571	83,4	0,01847	4,492	
9	941,5	27,8	1 005	65,2	0,535	76,9	0,01864	3,895	
10	1 000	28,0	1 227	66,7	0,500	76,3	0,01882	3,380	

În tabelul 3 se dau unele valori orientative privind geometria cotului și calculul integralei (40). Sectorul superior de coroană circulară din fig. 1 a fost divizat în 10 tronsoane cu echidistanța $\Delta r = 5{,}85$ cm. În tabel s-au calculat pentru figura transformată-identică cu semiprofilul (1234)′ — în fiecare secțiune : valorile D, s_0/s, $\lambda\,\Pi$, — iar pentru tronsoanele hiperbolice : grosimea Δl și raza medie de curbură R_{cm}. Cu valorile din ultima coloană s-a efectuat dubla integrare tabelară a pierderilor :

$$h_l = \frac{v_0^2}{2g} \int_a^{r_{max}} \lambda \cdot \Pi \cdot dr = \frac{v_0^2}{2g}\, 2\Delta r \left(\frac{\lambda_0\Pi_0 + \lambda_{10}\Pi_{10}}{2} + \lambda_1\Pi_1 + \ldots + \lambda_9\Pi_9 \right) \tag{43}$$

sau substituim valorile numerice

$$h_l = 0{,}1051 \frac{v_0^2}{2g} = 6{,}08\,\lambda_0 \frac{v_0^2}{2g} \tag{44}$$

în care $\lambda_0 = 0{,}01728$.

În ce privește geometria cotului, se observă concentrarea efectului de curbură către vîrful profilului, pînă la 4—5 tronsoane în aval și amonte de secțiunea minimă, în zona vitezelor mari, — ceea ce explică stabilitatea curentului împotriva efectelor perturbatoare secundare.

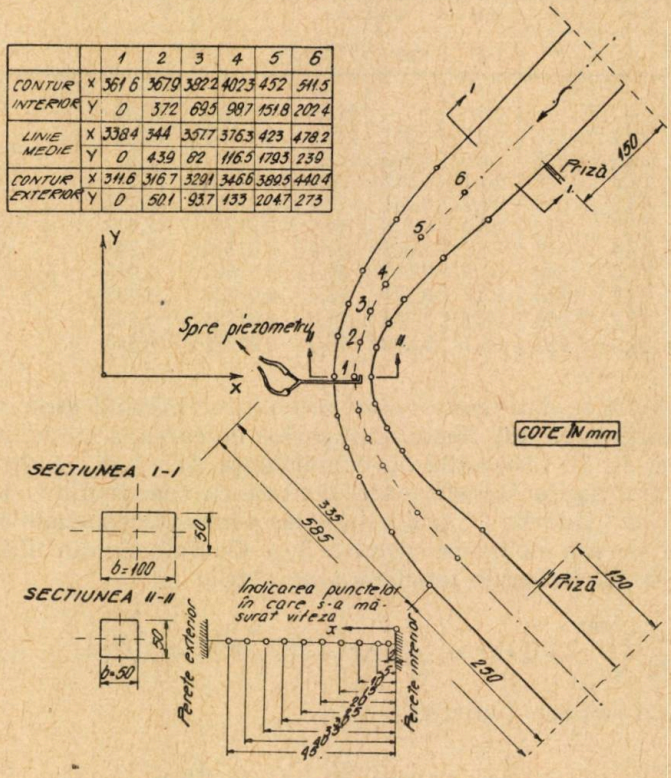
2. CERCETĂRI EXPERIMENTALE

Modelul cercetat constă dintr-un cot hiperbolic confuzor-difuzor avînd dimensiunile indicate în fig. 2. Secţiunea transversală a cotului este dreptunghiulară, variabilă de la 50×50 mm la 100×50 mm.

Remarcăm raportul secţiunilor $\sigma = 2$ şi unghiurile de racordare cot-conductă $\leqslant 4°$.

S-au măsurat vitezele în secţiunea minimă şi pierderea de energie prin cot.

2.1. **Staţiunea experimentală** s-a organizat în circuit închis şi este schiţată în fig. 3. Piesa centrală a staţiei experimentale conţine cotul de studiu. Pereţii curbi s-au confecţionat din lemn vopsit iar cei plani din plăci de plexiglas. Etanşarea s-a asigurat prin foi de cauciuc plasate între lemn şi plexiglas. Solidarizarea plăcilor de



		1	2	3	4	5	6
CONTUR INTERIOR	X	361.6	367.9	382.2	402.3	452	511.5
	Y	0	37.2	69.5	98.7	151.8	202.4
LINIE MEDIE	X	338.4	344	357.7	376.3	423	478.2
	Y	0	43.9	8.2	116.5	179.3	239
CONTUR EXTERIOR	X	311.6	316.7	329.1	346.6	389.5	440.4
	Y	0	50.1	93.7	133	204.7	273

Fig. 2. Schema cotului experimentat.

plexiglas şi a pereţilor din lemn s-a făcut cu ajutorul a două rame metalice pătrate, strînse între ele cu şuruburi (fig. 4). De aceste rame sînt sudate şi flanşele de legătură cu conducta dreptunghiulară (*8*) respectiv cea circulară (*10*) de evacuare a apei în canalul deversorului. Construcţia în acest mod a cotului prezintă avantajul montării şi demontării rapide, al realizării unor diferite coturi prin înlocuirea pereţilor din lemn şi al vizualizării mişcării apei.

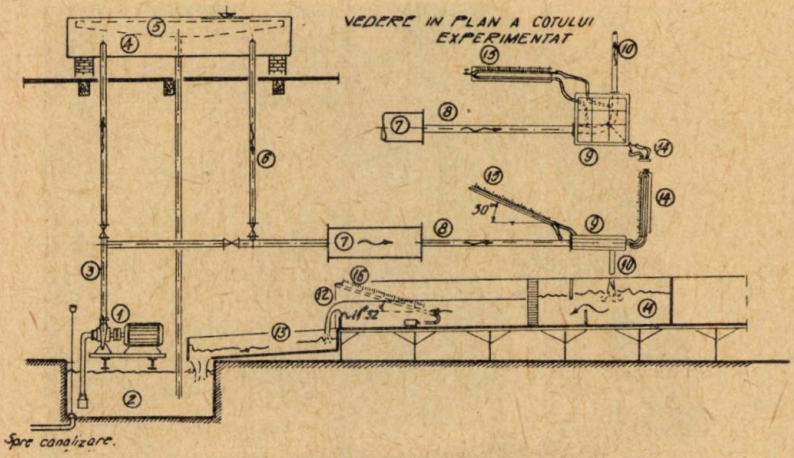


Fig. 3. Staţiunea experimentală :

1 — electropompă; *2* — bazin din beton; *3* — conductă de refulare; *4* — rezervor metalic deschis; *5* — preaplin; *6* — conductă de evacuare a rezervorului deschis; *7* — dispozitiv de liniştire; *8* — conductă metalică dreptunghiulară 100×50 mm; *9* — cot de studiu; *10* — conductă de evacuare; *11* — canal dreptunghiular; *12* — deversor de măsură (tip Rehbock); *13* — canal de evacuare; *14* — piezometru diferenţial cu apă vertical (de la sondă); *15* — piezometru diferenţial cu apă înclinat; *16* — piezometru simplu cu apă înclinat.

S-au măsurat următoarele mărimi : viteza în zece puncte situate pe axa orizontală a secţiunii minime a cotului, pierderea de energie între secţiunile de intrare şi ieşire, temperatura apei şi sarcina deversorului în vederea determinării debitului.

2.2. **Aparate de măsură.** Pentru determinarea vitezelor s-a folosit o sondă diferenţială. Sonda folosită s-a etalonat într-un curent de apă prin comparaţie cu o sondă Prandtl, verificată în apă şi aer. Rezultatul etalonării se indică în fig. 5.

Modificarea poziţiei sondei în vederea explorării celor zece puncte amintite a fost posibilă datorită unei presetupe speciale montate în peretele cotului.

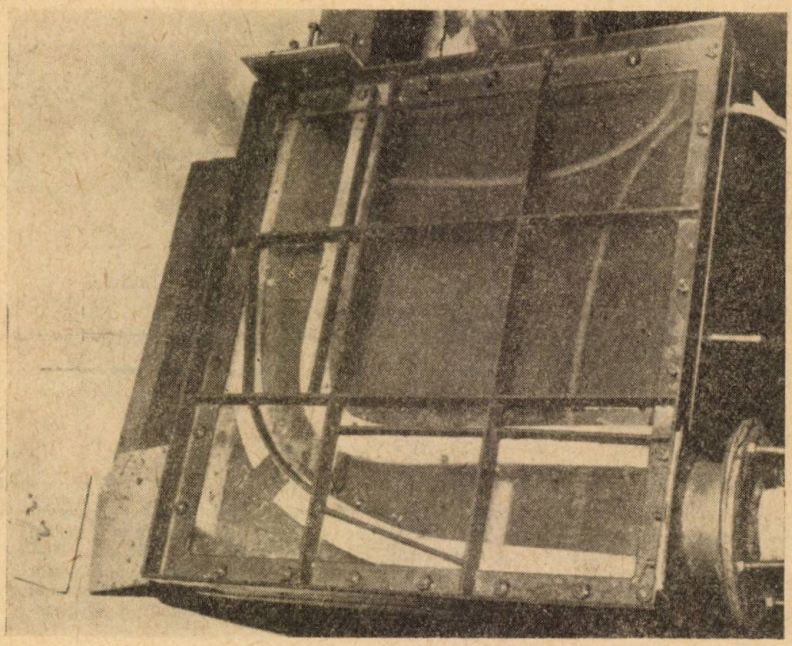
Pierderile în cot s-au măsurat cu un piezometru diferenţial cu apă înclinat. Pentru stabilirea temperaturii apei s-a folosit un termometru cu diviziuni la 1 °C. Sarcina deversorului s-a determinat cu un piezometru cu apă înclinat la 11° 32′ 14″ faţă de orizontală (1/5). Pentru realizarea unei liniştiri cît mai bune a apei în canalul deversorului de măsură s-au montat trei şicane verticale, un disipator „fagure“ şi un grătar din lemn.

Deversorul de măsură este perfect, de tipul Rehbock avînd lăţimea b=59,1 cm şi înălţimea pragului 20 cm.

2.3. **Erori de măsurare.** Din cele indicate mai sus rezultă că toate măsurătorile s-au făcut la piezometru şi termometru. Clasele de precizie ale piezometrelor au fost 0,02 la determinarea vitezelor, 0,001 la măsurarea pierderilor energetice şi 0,002 la măsurarea debitelor.

Rezultă o eroare relativă medie de 2% la determinarea vitezelor şi 1% la determinarea pierderilor de energie în cot.

2.4. **Rezultate obţinute.** S-au făcut observaţii pentru 11 debite distribuite între valorile 1,44 l/s şi 11,26 l/s. În tabela 4 sînt indicate citirile la piezometre şi valorile debitelor, vitezelor medii în secţiunea minimă, Re şi pierderilor de energie totale în cot.



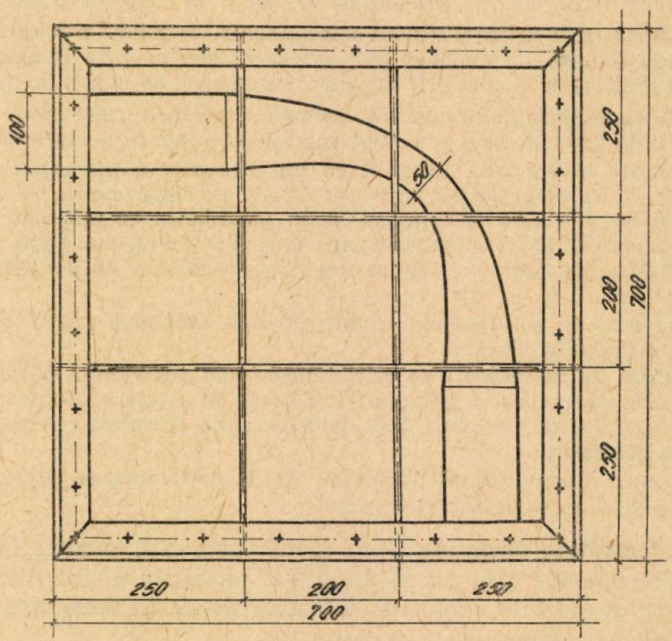


Fig. 4. Cadru metalic folosit la realizarea cotului.

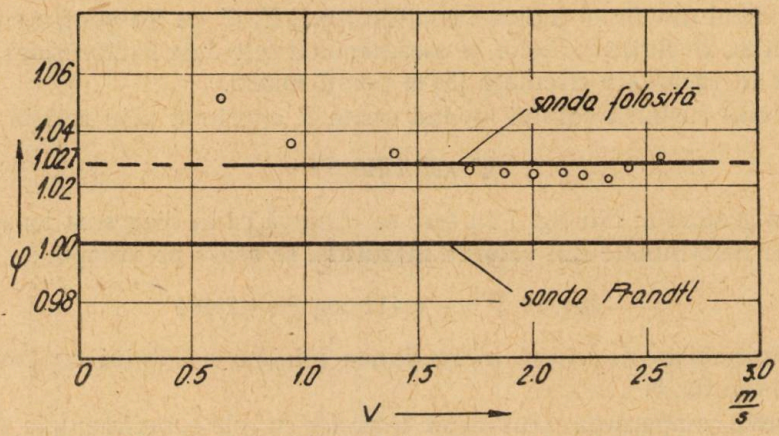


Fig. 5. Diagrama de etalonare a sondei folosite.

Tabelul 4

Nr. crt.	Sarcina la deversor	Temperatura apei	Debit	Viteza med.	Re · 10⁻³	Pierderi de energie
	cm (vertical)	°C	l/s	m/s		cm (vertical)
1	4,44	18,0	10,52	5,208	197,8	27,68
2	3,91	20,0	8,72	3,488	172,8	18,80
3	3,50	21,5	7,40	2,960	151,8	14,00
4	3,12	22,5	6,25	2,500	131,5	10,62
5	2,84	23,5	5,44	2,176	116,3	8,42
6	2,67	24,5	4,97	1,990	109,2	7,02
7	2,42	25,5	4,31	1,724	97,0	5,45
8	2,07	26,0	3,45	1,380	78,4	3,87
9	1,87	26,5	2,98	1,192	68,6	2,90
10	1,45	27,0	2,07	0,831	48,3	1,52
11	1,00	27,5	1,23	0,493	29,0	0,62

Exprimînd pierderea de energie totală (măsurată) sub forma convențională cunoscută :

$$h_{tot}=\zeta\frac{v_0^2}{2g} \tag{45}$$

și pierderile liniare respectiv cele datorite fenomenelor secundare datorite curburii cotului :

$$h_l=\zeta'\frac{v_0^2}{2g};\quad h_c=\zeta''\frac{v_0^2}{2g} \tag{46), (47}$$

observăm că se poate calcula din valorile h_{tot}, v_0 determinate experimental, iar din h calculat cu relația (42) rezultată din considerații analitice. Valoarea ζ rezultă din :

$$h_{tot}=h_l+h_c. \tag{48}$$

Graficul din fig. 6 indică variațiile lui ζ, ζ', ζ'' cu Re pentru cotul experimentat. Evoluția curbelor se aseamănă cu cele date în literatură pentru coturile cu racordare circulară [5] și pereți netezi.

Efectul curburii cotului studiat poate fi exprimat prin relația :

$$\zeta'' = 29{,}1\ \mathrm{Re}^{-0{,}411} \tag{49}$$

conform graficului din fig. 7 în care se observă că în diagrama logaritmică punctele determinate din valorile măsurate, se așază pe dreapta :

$$\log 10\ \zeta'' = -0{,}411 \log \mathrm{Re} + 2{,}464 \tag{50}$$

Măsurătorile de viteză în secțiunea minimă a cotului au condus la graficul din fig. 8.

Pentru compararea rezultatelor teoretice cu cele experimentale, în fig. 9 s-au reprezentat adimensional distribuțiile vitezelor în secțiunea minimă. Cele 11 regimuri experimentate au condus la valori $\left(\frac{v}{v_0}\right)_{sondă} = f\left(\frac{x}{b}\right)$ grupate strîns în jurul mediei aritmetice ceea ce a făcut ca în diagramă să se reprezinte doar aceste valori medii.

Făcînd abstracție de vecinătatea imediată a pereților, se observă că rezultatele experimentale se apropie mult de cele stabilite teoretic, ceea ce evident constituie o confirmare a contribuțiilor analitice aduse de prezenta lucrare.

Nu s-au observat zone de vîrtejuri sau desprinderi în întreg domeniul de cercetare, pentru $\mathrm{Re} = (30 \ldots 200)\ 10^3$.

3. CONCLUZII

Cotul hiperbolic confuzor-difuzor, trasat după metoda mișcării potențiale, este un dispozitiv hidraulic ameliorat de întoarcere a curentului lichid, asupra funcționării căruia se pot trage următoarele concluzii :

1. Mișcarea se dezvoltă liniștit, fără formarea zonelor de vîrtejuri cunoscute la coturile circulare de secțiunea constantă la $\mathrm{Re} = (30 \ldots 200)\ 10^3$.

2. Pentru valori $\mathrm{Re} < 200\,000$, nu s-au observat desprinderi în difuzorul cotului.

3. Diagrama experimentală a vitezelor, în secțiunea explorată, se apropie mult de diagrama calculată a regimului potențial, confirmîndu-se ipoteza de bază a proiectării cotului.

4. Evoluția pierderilor enegetice este similară cu variația pierderilor la coturile circulare cu pereții netezi. Eeste însă necesară o apofundare a energeticii pierderilor sub aspect cantitativ.

Lucrarea aduce o contribuție pozitivă în domeniul relativ puțin cunoscut al hidraulicii coturilor necirculare de secțiune variabilă.

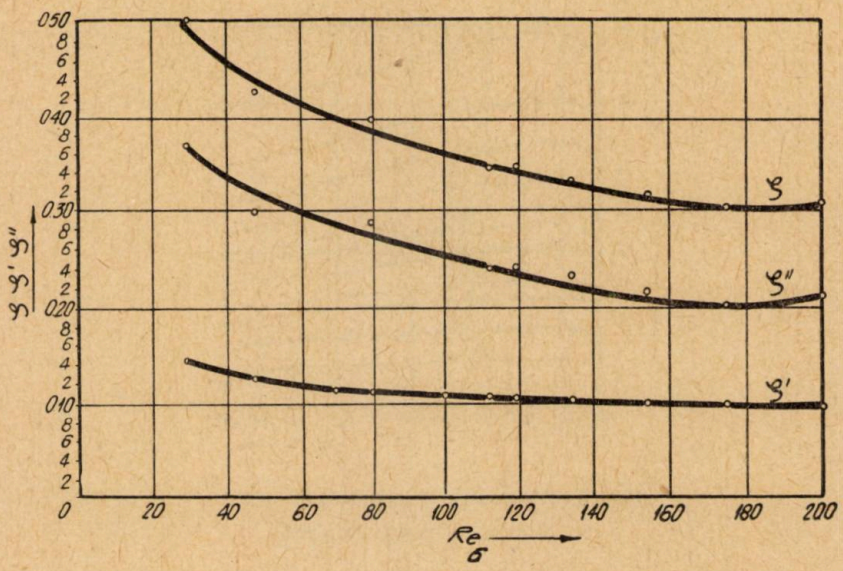


Fig. 6. Diagramele coeficienților pierderilor energetice.

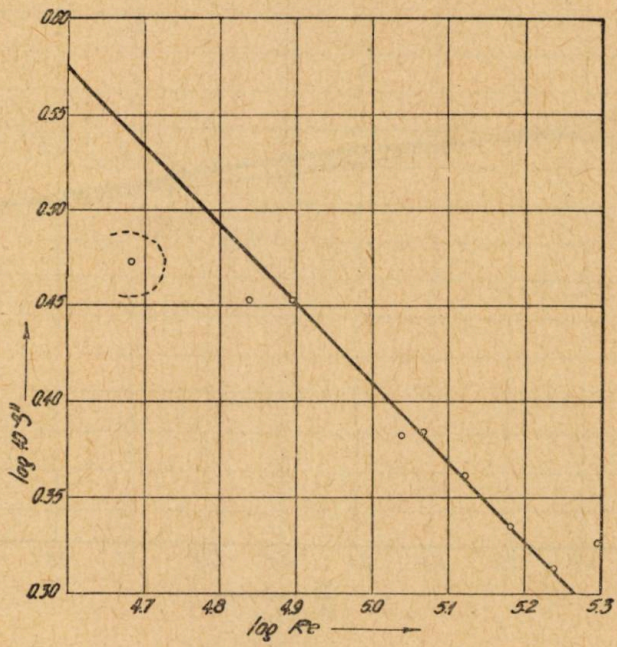


Fig. 7. Diagrama logaritmică $\zeta''=f(\mathrm{Re})$.

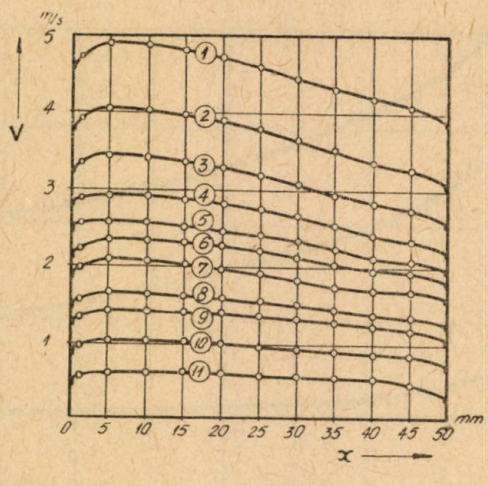


Fig. 8. Diagrama dimensională a vitezelor în secțiunea minimă.

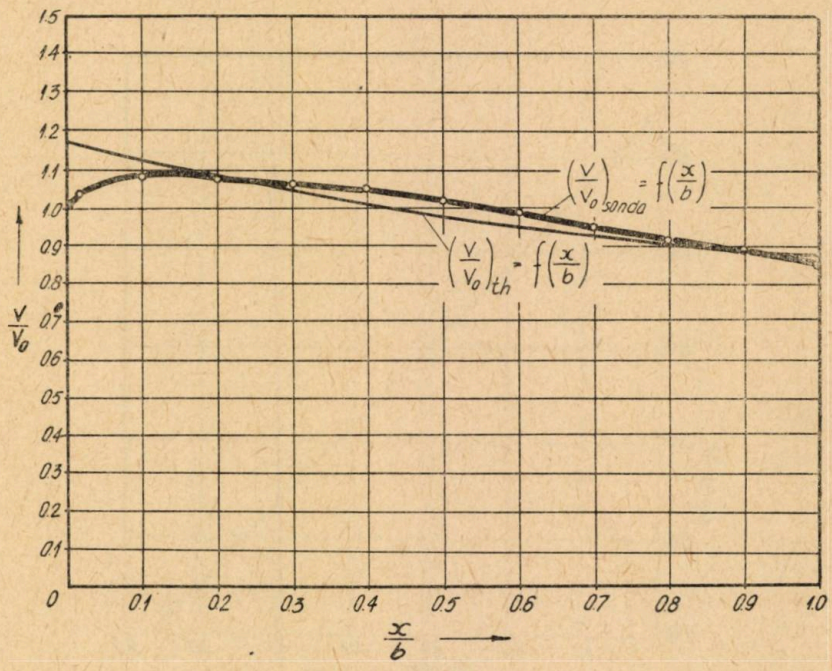


Fig. 9. Diagramele adimensionale, teoretică și experimentală în secțiunea minimă a cotului.

BIBLIOGRAFIE

1. P. G. Chiselev. *Indreptar pentru calcule hidraulice.* Ed. originală 1961.
2. B. Eck, *Technische Strömungslehre*, Springer-Verlag, 1958.
3. V. Gheorghiu, T. Nicoară, Theoretische und experimentelle, Beiträge zur hydraulischen Dimensionierung von Venturi — Entleerungen der Staudämme, Revue roumaine des sciences Techniques, Mécanique Appliquée, Tome 11, nr. 2, pag. 327—340, Bukarest, 1966.
4. I. V. P. Preobrajenski, *Măsuri și aparate de măsurat termotehnice.* Ed. tehnică, București 1960.
5. H. Richter, *Rohrhydraulik*, Springer-Verlag 1958.
6. T. H. Redding, Flow Characteristics of Metering Nozzles, The Engineer — Technicae contributors section, July (1963).

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГИПЕРБОЛИЧЕСКОГО КОЛЕНА ЧЕТЫРЕХУГОЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ

(РЕЗЮМЕ)

Гиперболическое колено конфузор-дифузор, огорченное по методу потенциального движения, преобразованием кругового источника в прямолинейный (по Жуковскому), является гидравлическим приспособлением для поворота потока. Работа характеризуется следующим :

— В области $Re < 200.000$ движение происходит без вихрей и отрывов.

— Распределение скоростей в минимальном сечении колена удовлетворяет закон распределения установленный аналитическим путём, в предположении потенциального движения.

— Развитие потерь энергии подобно круговым коленам с гладкими стенами.

Работа является определенным вкладом в области некруговых гидравлических колен переменного сечения.

L'ÉTUDE HYDRAULIQUE D'UNE COURBE HYPERBOLIQUE DE SÉCTION RÉCTANGULAIRE

(RÉSUMÉ)

La courbe hyperbolique conffuseuse — diffuseuse, trassée par la méthode du mouvement potentiel, avec la transformation de Joukovsky d'une source circulaire en une source ségment de droite, este un dispositif amélioré pour abatre le courent liquide et dont le fonctionnement conduit aux suivantes conclusions :

— pour (le nombre de Reynolds) $Re<200\,000$ les mouvements se développent sans tourbillons et sans décollages.

— la distribution des vitesse dans la séction minime de la courbe vérifie la lois de distribution analytique dans l'hypothèse du mouvement potentiel.

— l'évolution des pértes d'énérgie est similaire a celle des courbes circulaires aux parois lisses.

L'étude est une contribution positive dans le domaine relativement peu connu de l'hydraulique des courbes non circulaires de séction variable.

STUDIUL EJECTORULUI CU SECȚIUNE PĂTRATĂ

DE

V. GHEORGHIU, C. JURA, T. NICOARĂ

1. OBIECTUL STUDIULUI

Dispozitivele de pompare cu jet își găsesc numeroase aplicații în tehnică, fiind aparate robuste, fără piese rotative, simple și sigure în exploatare, care intră în funcțiune fără pregătiri prealabile și lucrează în condiții bune cu lichide care conțin impurități.

Aceste dispozitive de pompare cu jet sau aparate ejectoare pot utiliza, ca fluid primar sau ejectant cît și ca fluid secundar sau ejectat, gaze, lichide sau orice amestecuri de substanțe fluide. În raport cu scopul urmărit, de transport, amestec, injecții, ori de aspirație sau refulări de fluide, se asigură parametrii funcționali optimi, care corespund în cea mai mare măsură regimului de lucru dorit.

Nu trebuie trecut însă cu vederea un însemnat neajuns al acestor dispozitive și anume faptul că randamentul lor total este foarte scăzut. Aceasta atrage după sine necesitatea unui studiu îngrijit și corect pentru stabilirea dimensiunilor optime constructive și pentru o bună coordonare a parametrilor de lucru, măsuri capabile să aducă aparatul studiat în zona randamentului maxim.

În preocupările studiului de față, atenția a fost reținută dintru început asupra utilizării aparatelor ejectoare la spălarea nisipului în filtrele rapide. Ejectoarele folosite în acest scop sînt de mare capacitate, funcționînd la sarcini de lucru reduse, în poziție verticală și servind filtre deschise de nisip cu secțiune pătrată. În aceste condiții, dispozitivul angajat în studiu și care va prilejui în cele ce urmează prezentarea metodicei de cercetare, este la rîndul său un ejector cu secțiune pătrată. Metoda aplicată în studiul ejectorului are posibilități de generalizare, astfel încît în principiu ea este valabilă pentru diversele tipuri de ejectoare, independent de geometria sistemului și de misiunea pe care o are de îndeplinit aparatul respectiv.

Fluidul primar se destinde în duza ejectorului, împrumutînd treptat, curentului secundar antrenat și în continuare amestecului format, cea mai mare parte din energia sa cinetică. Spațiul de amestec al celor două fluide

este sediul unei mișcări extrem de agitate. Mijlocul de antrenare este un sistem de vîrtejuri inelare în cazul ejectoarelor cu secțiunea circulară, respectiv un sistem de vîrtejuri cilindrice în paralel cu laturile secțiunii pătrate și de vîrtejuri inelare la colțuri, în cazul secțiunii pătrate.

De calitatea schimburilor de energie și a transformărilor care au loc în aparatul ejector depinde în foarte mare măsură randamentul ejectorului și elementul fundamental care intervine în calculul aparatului, coeficientul de antrenare sau de ejecție, adică raportul între debitul de masă al fluidului antrenat și debitul de masă al fluidului primar utilizat, la sarcinile de lucru ale ejectorului, ca elemente impuse inițial.

Problema pierderilor de energie prin amestecare, prin frecări și din cauza unor transformări incomplete, este de cea mai mare însemnătate în studiul fundamental al ejectoarelor. În procesul transformărilor interioare, în sensul mișcării are loc pe de o parte ridicarea presiunii, de pe urma transformării energiei cinetice în energie potențială, iar pe de altă parte o scădere a presiunii datorită frecării interioare și cu pereții dispozitivului. Construcția ejectorului trebuie să asigure desfășurarea optimă a acestor procese, pentru obținerea celui mai bun raport de antrenare în condițiile date. Studiul direct al acestor procese devine însă dificil.

Relațiile analitice de calcul, rezultînd din aplicarea principiilor fundamentale ale hidrodinamicei, operează cu valori medii ale vitezelor. Este cert însă și s-a putut dovedi prin experiență, ele diferă foarte mult în secțiunile ejectorului. De repartiția vitezelor depinde în cea mai mare măsură energetica ejectorului și eficiența sa, indisolubil legate la rîndul lor de valorile parametrilor funcționali și de construcția aparatului.

Principalul obiectiv al lucrării este studiul aprofundat al cîmpului de viteze în aparatul ejector și explicarea transformărilor de energie și a eficienței ejectorului prin analiza repartiției vitezelor în secțiunile de control.

2. ELEMENTE DE ORDIN TEORETIC

2.1. Notațiile adoptate

l — cm, latura secțiunii pătrate ;
S — cm^2, aria seețiunii pătrate ;
Q — cm^3/s și l/s, debitul de volum ;
G — g/s și kg/s, debitul de masă ;
v — cm/s și m/s, viteza medie locală a fluidului ;
ρ — g/cm^3, densitatea fluidului ;
p — N/cm^2 și N/m^2, presiunea statică.

În diferite secțiuni de control, aceste mărimi poartă indicii :

1 — secțiunea la ieșirea din duză a curentului primar
2 — secțiunea la intrarea în camera de amestec a curentului secundar antrenat sau ejectat
3 — secțiune de control în confuzor

4 — secțiune de control la capătul camerei de amestec

5 — secțiune de control la căpătul difuzorului, secțiune curentă a conductei de refulare.

$\frac{S_1}{S_2}=\alpha$; $\frac{S_2}{S_4}=\alpha_d$; $\frac{S_4}{S_5}=\alpha_D$ — parametri geometrici adimensionali ;

$\varphi=\frac{\rho_2 \cdot v_2}{\rho_1 \cdot v_1}$ — coeficient de variație a vitezei ;

$\frac{\varphi}{\alpha}=\frac{G_2}{G_1}=\frac{\rho_2 v_2}{\rho_1 v_1}\frac{S_2}{S_1}=u$ — coeficient de antrenare sau de ejecție ;

L_4 și L_5, cm — lungimea camerei de amestec respectiv a difuzorului ;

ξ_4 și ξ_5 — coeficienți ai pierderilor de sarcină liniară în camera de amestec respectiv în difuzor.

2.2. Principalele relații analitice de calcul

Relația de continuitate :

$$\rho_1 v_1 S_1+\rho_2 v_2 S_2=\rho_4 v_4 S_4=\rho_4 v_4 (S_1+S_2). \tag{1}$$

Relația impulsului :

$$\rho_1 v_1^2 S_1+\rho_2 v_2^2 S_2+p_1 (S_1+S_2)=\rho_4 v_4^2 (S_1+S_2)+p_4 (S_1+S_2). \tag{2}$$

Relația lui Bernoulli, în secțiunile superioare de control

$$\frac{p_1}{\gamma}+\frac{v_1^2}{2g}=\frac{p_4}{\gamma}+L_4+\frac{v_4^2}{2g}+4_4'' \tag{3}$$

$$\frac{p_4}{\gamma}+\frac{v_4^2}{2g}=\frac{p_5}{\gamma}+\frac{v_5^2}{2g}+L_5+h_5'' \tag{4}$$

Relațiile pierderilor de presiune în camera de amestec respectiv pe parcursul difuzorului :

$$\gamma h_4''=\xi_4 \frac{L_4}{l_4}\frac{\rho v_4^2}{2} \tag{5}$$

$$\gamma h_5''=\xi_5 \frac{\rho Q_5^2}{8}\cdot\frac{L_5}{l_5-l_4}\cdot\frac{l_5^4-l_4^4}{l_5^4 \cdot l_4^4}\cdot \tag{6}$$

2.3. Utilizarea relațiilor de bilanț energetic

Se notează $\bar{v}$, $\bar{\bar{v}}$ și $\bar{\bar{\bar{v}}}$, următoarele viteze medii, purtînd indicii corespunzători diferitelor secțiuni de control :

Viteza medie corespunzătoare ecuației debitului :

$$\bar{v} = \frac{1}{S}\int_S v\,ds. \tag{7}$$

Viteza medie corespunzătoare ecuației impulsului :

$$\bar{\bar{v}} = \frac{1}{\bar{v}\cdot S}\int_S v^2 ds. \tag{8}$$

Viteza medie corespunzătoare energiei :

$$\bar{\bar{\bar{v}}}^2 = \frac{1}{\bar{v}\cdot S}\int_S v^3 ds\,. \tag{9}$$

Valorile rapoartelor acestor viteze medii sînt :

$$\Phi_1 = \frac{\bar{v}}{\bar{\bar{v}}}; \quad \Phi_2 = \frac{\bar{\bar{v}}}{\bar{\bar{\bar{v}}}}. \tag{10}$$

Relație criterială stabilită din ecuația debitului :

$$\rho_1 = \rho_2 = \rho_4; \quad 1+u = \frac{1+\alpha}{\alpha}\cdot\frac{\bar{v}_4}{\bar{v}_1}. \tag{11}$$

Relație criterială stabilită din ecuația impulsului :

$$\frac{1}{2} - \frac{L_4}{\frac{v_1^2}{2g}} = \frac{\alpha(1+\alpha u^2)}{1+\alpha} + \frac{\bar{\bar{v}}_4^2}{\bar{v}_1^2}\left[\frac{1}{2}\left(1+\xi_4\frac{L_4}{l_4}\right)-\Phi_2^2\right]. \tag{12}$$

Relație criterială stabilită din ecuația energiei :

$$\frac{\bar{\bar{\bar{v}}}_4^2}{\bar{v}_1^2}\left[(\alpha+1)\Phi_2^1\Phi_2^2 - \frac{1}{2}\left(1+\xi_4\frac{L_4}{l_4}\right)-\Phi_2^2\right] - \frac{\bar{\bar{\bar{v}}}_4}{\bar{v}_1}\cdot 2\alpha\Phi_1\Phi_2 + \alpha + \frac{L_4}{\frac{\bar{v}_1^2}{g}} - \frac{1}{2} = 0. \tag{13}$$

3. REZULTATELE OBȚINUTE PE CALE EXPERIMENTALĂ

3.1. Standul de încercări

Ca obiect de studiu a servit ejectorul cu secțiune pătrată EP 14,8/74/40, avînd duza cu secțiune pătrată cu latura de 14,8 mm, latura secțiunii curente de refulare fiind de 74 mm și a secțiunii îngustate de 40 mm (fig. 1).

În secțiunea de aspirație a fost montată sonda diferențială S_{II} în secțiunea îngustată sonda S_{IV} iar în secțiunea din conducta de refulare sonda

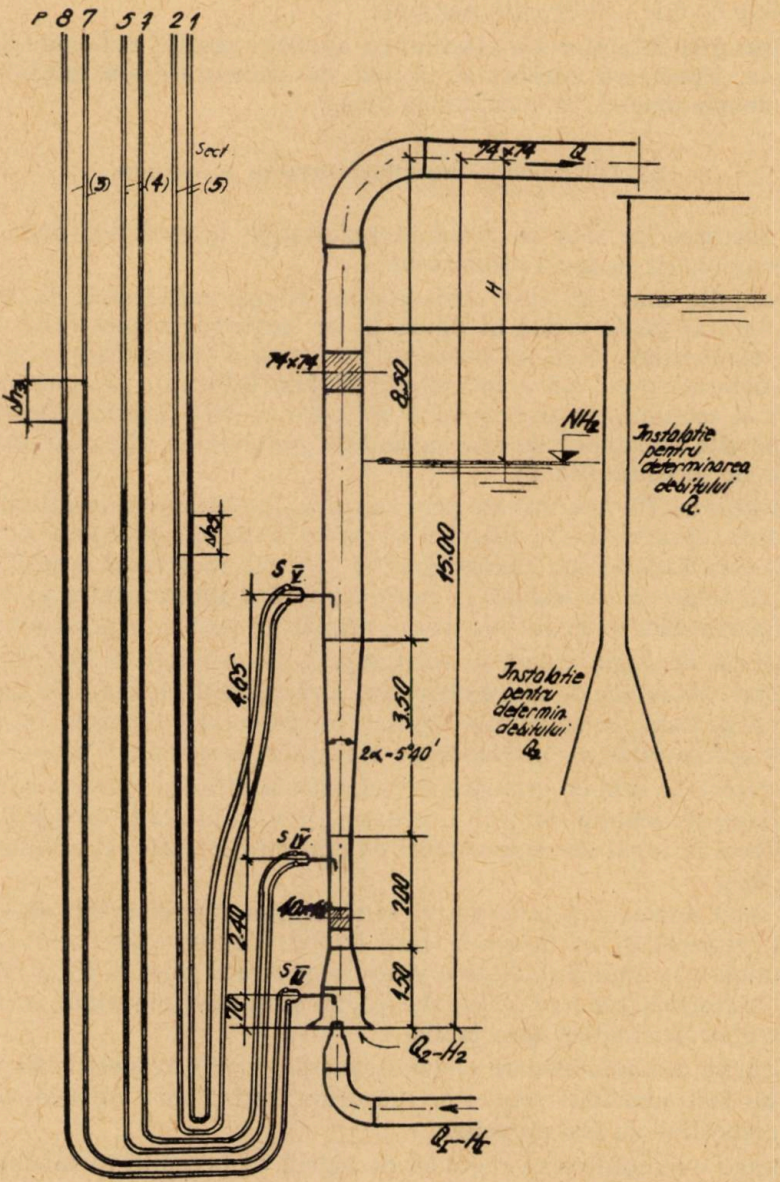


Fig. 1. Schema instalaţiei de montaj a sondelor diferenţiale pentru determinarea repartiţiei vitezelor

S_v, la cotele înscrise în desen și cu racordurile la tuburile piezometrice indicate. Au fost utilizate sonde din tuburi metalice de 1,5 mm, care ocupă o fracțiune de 0,1 ... 0,3% din secțiune.

Măsurarea debitelor s-a efectuat cu ajutorul vaselor etalonate de mare capacitate. Presiunea curentului primar de alimentare s-a măsurat cu o baterie de manometre, în vecinătatea duzei.

3.2. Determinarea repartiției vitezelor în secțiune

În lucrarea de față se prezintă rezultatele încercărilor efectuate în cazul funcționării cu apă a ejectorului.

Secțiunile mari au fost subîmpărțite pentru măsurători în 169 elemente, cum se poate vedea în figura 2, iar secțiunea îngustată în 121 suprafețe elementare, cum se prezintă în figura 5. Măsurătorile efectuate pentru determinarea sarcinilor viteză au fost întocmite și coordonate pe un sfert al secțiunii. În secțiunea de refulare au fost determinate sarcinile viteză pe cîte două serii de cîte șapte fășii paralele cu direcțiile axelor de simetrie ale secțiunii (fig. 2).

Vitezele medii determinate prin calcul v_5 în elementele secțiunii considerate sînt reprezentate în figura 3 cu valori în trepte, constante pe secțiunea aferentă fiecărei arii elementare. Se observă în această secțiune superioară, cu toate că se asigură în mare măsură o uniformizare a vitezelor, influența vitezelor mari ale curentului primar, în partea centrală a secțiunii.

Curbele de egală viteză în secțiunea S_5 de refulare se pot urmări în fig. 4. Spre deosebire de alura obișnuită a repartiției vitezelor în secțiunile de formă pătrată, în secțiunile studiate se păstrează calitatea mișcării în tuburile ejectoarelor, cu o distribuție mai puțin avantajoasă a vitezelor.

Deoarece în cele ce urmează se vor calcula diferite viteze medii, luînd în considerare ecuația debitului, ecuația impulsului sau ecuația energiei, s-a preferat în acest loc reprezentări de mărimi dimensionale. Vitezele sînt date în m/s.

În mod analog s-a procedat și la stabilirea vitezelor în secțiunea îngustată, vitezele v_4 în figura 5, care au fost reprezentate prin curbe de egală valoare în figura 6. Aceste viteze sînt foarte mari și au o repartiție relativ uniformă, ceea ce înseamnă că în secțiunea îngustată se concentrează o energie cinetică apreciabilă.

Locurile corespunzătoare elementelor din șirul 6 respectiv din coloana VI nu au fost accesibile sondei de măsurare, astfel încît valorile sarcinilor viteză respective au fost apreciate.

Pentru exemplificarea metodei de calcul se prezintă în tabelul 1 calculul repartiției vitezelor în secțiunea îngustată, $S_4 = 16$ cm^2, la regimul de lucru $\frac{\varphi}{\alpha} = 1{,}80$, $Q_1 = 2{,}3$ 1/s, $Q_2 = 4{,}14$ 1/s, $Q_4 = 6{,}44$ 1/s, sarcina fluidului primar $H_1 = 6{,}0$ m și sarcina de refulare $H_r = 0{,}3$ m. Sonda folosită în secțiune a avut constanta $K = 1{,}02$.

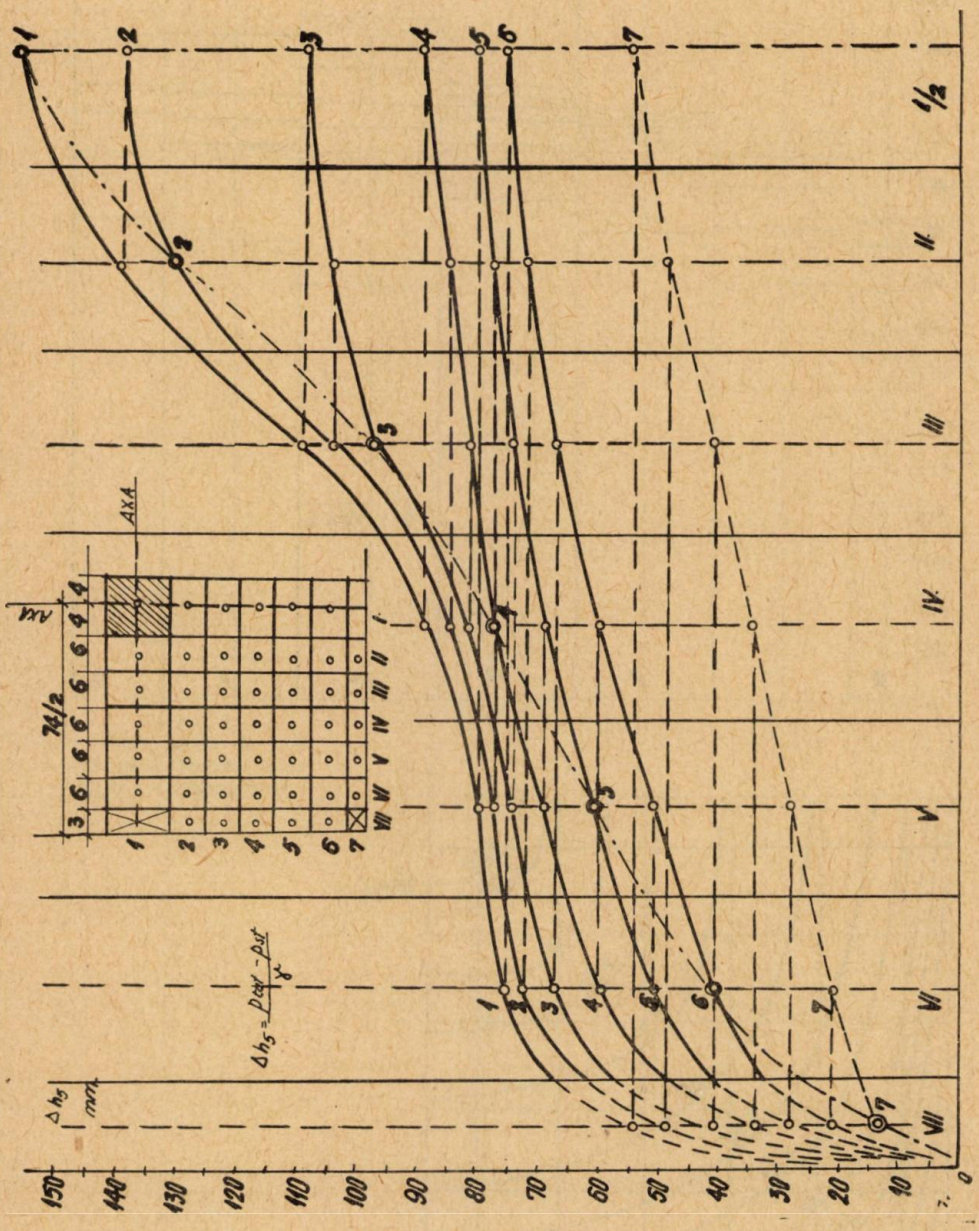


Fig. 2. Diagramele sarcinilor vitează măsurate în secțiunea de refulare.

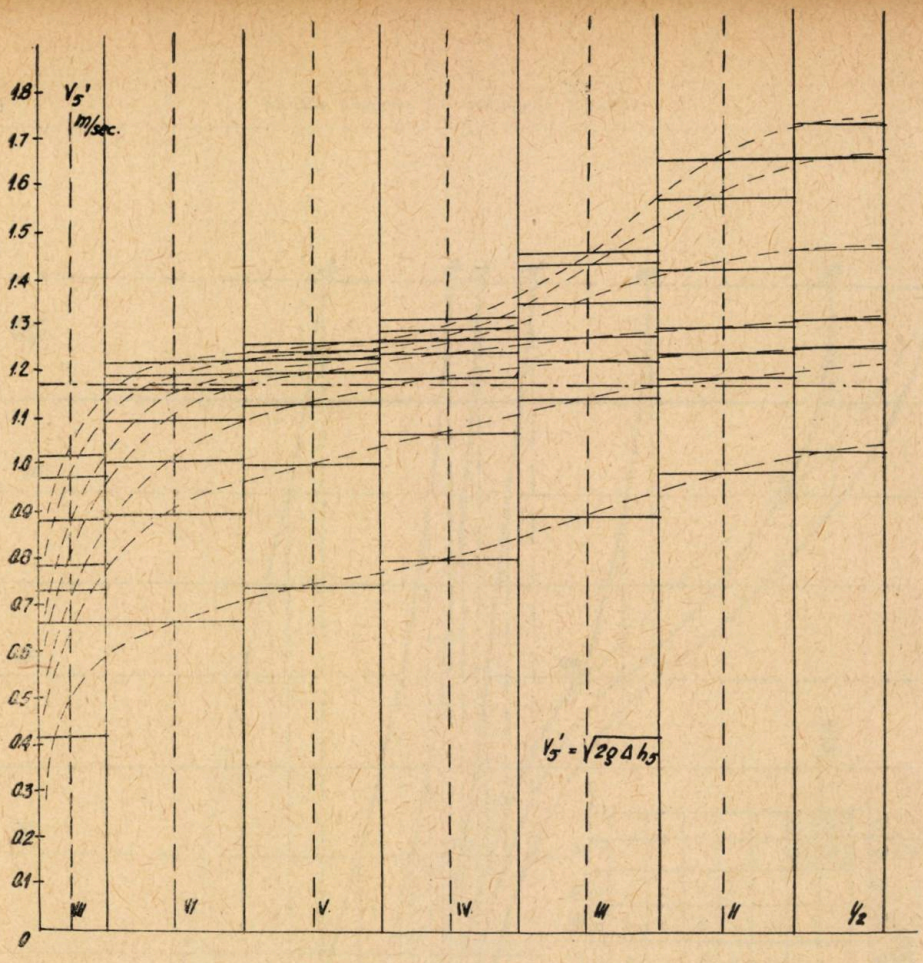


Fig. 3. Diagramele vitezelor medii măsurate în secţiunea de refulare.

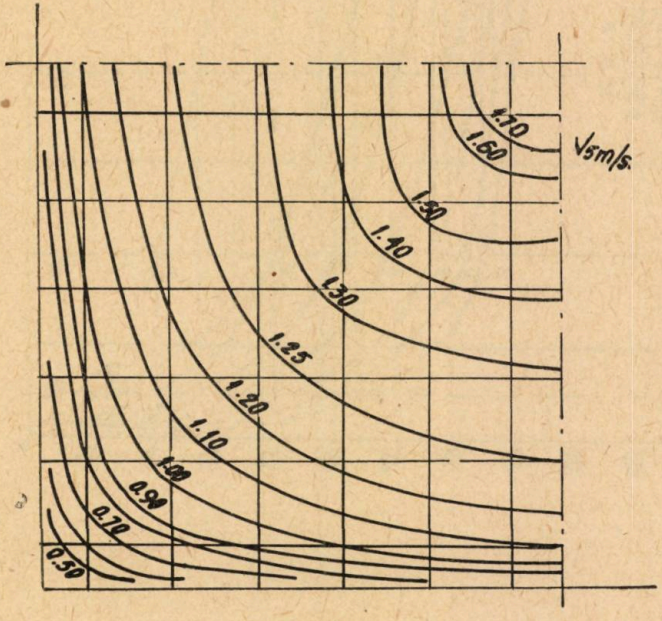


Fig. 4. Curbele de egală viteză în secţiunea de refulare.

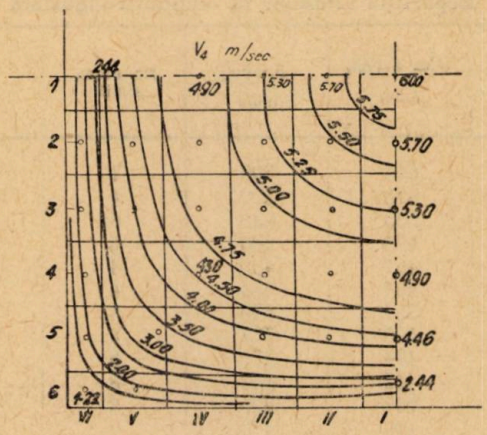


Fig. 5. Diagramele vitezelor medii măsurate în secțiunea îngustată.

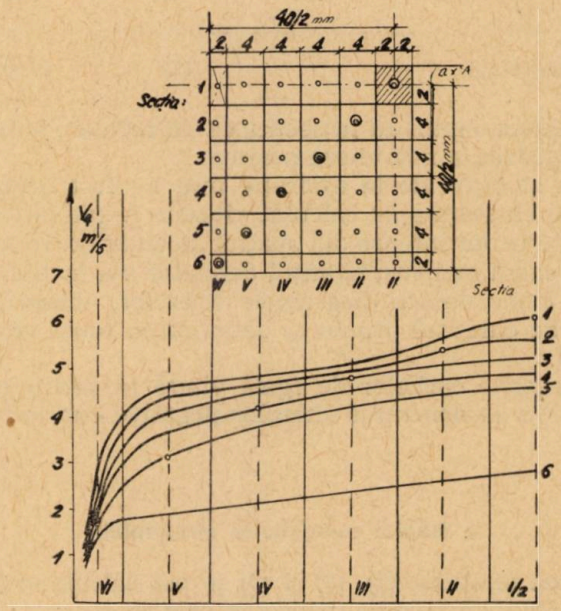


Fig. 6. Curbele de egală viteză în secțiunea îngustată.

Tabelul 1

Repartiția vitezelor în secțiunea îngustată

Secț. elem.	$\Delta h_4 = \frac{p_t - p_{st}}{\gamma}$ cm	$v_4'' = \sqrt{2g\Delta h_4}$ cm/s	$v_4 = kv_4''$ cm/s	Nr. elem. similе	ΔS cm²	ΔQ cm³/s
I.1	192	613	600	1	0,16	96
I.2	172	578	570	4	0,64	364
I.3	138	520	530	4	0,64	338
I.4	126	495	490	4	0,64	314
I.5	122	467	450	4	0,64	288
I.6	36	264	244	4	0,32	78
II.2	158	554	540	4	0,64	346
II.3	132	508	508	8	1,28	652
II.4	116	474	470	8	1,28	600
II.5	102	442	440	8	1,28	564
II.6	34	257	225	8	0,64	144
III.3	118	480	470	4	0,64	300
III.4	106	454	460	8	1,28	590
III.5	86	409	380	8	1,28	498
III.6	30	242	204	8	0,64	130
IV.4	92	440	442	4	0,64	282
IV.5	72	361	330	8	1,28	430
IV.6	26	224	170	8	0,64	110
V.5	50	312	306	4	0,64	196
V.6	22	206	150	8	0,64	98
VI.6	14	165	122	4	0,16	20
Total în secțiunea îngustată				121	16,00	6 438

Trebuie remarcat faptul că în secțiunea de refulare și în secțiunea îngustată s-au înregistrat numai viteze pozitive.

În secțiunea studiată de la aspirație însă au fost înregistrate sarcini viteză negative și ca atare s-au calculat vitezele negative corespunzătoare, ca rezultat al vîrtejurilor intense din spațiul de amestec. În tabela de calcul, similară cu cea redată mai sus, bilanțul debitelor s-a închis în mod satisfăcător. În figura 7 sînt redate diagramele vitezelor, observîndu-se valorile mari imprimate de curentul primar și delimitarea zonei vitezelor negative în fîșiile VI—VII.

Din reprezentările curbelor de egală viteză în secțiunea de aspirație, figura 8, se observă că domeniul vitezelor negative cuprinde 25% din respectiva secțiune.

4. Studiul energetic al ejectorului

Prin aplicarea relațiilor (7), (8) și (9) se pot calcula vitezele medii caracteristice în toate secțiunile de control în care se cunoaște repartiția vitezelor. S-a trecut la integrarea prin elemente finite, așa cum se arată pentru ilustrarea modului de lucru în coloanele tabelului 2 referitor la secțiunea îngustată și rezultatele obținute sînt satisfăcătoare.

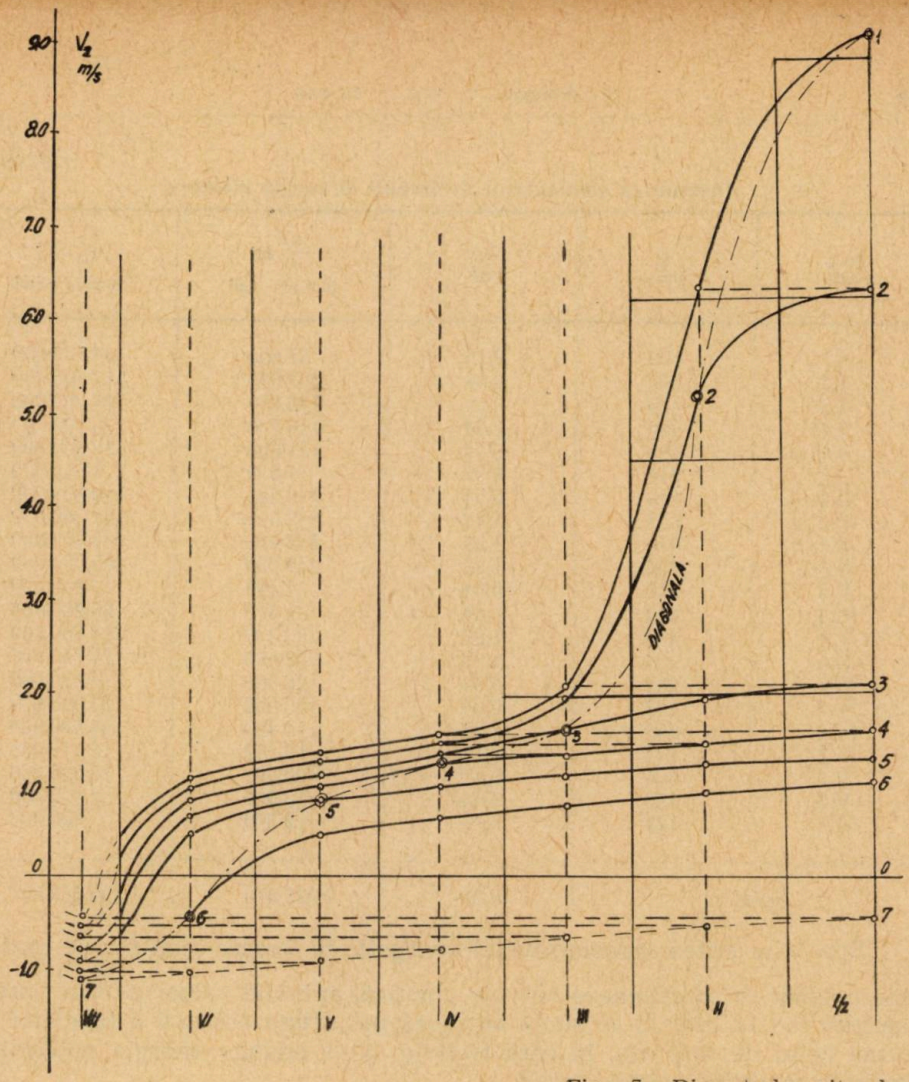


Fig. 7. Diametrele vitezelor medii măsurate în secţiunea de aspiraţie.

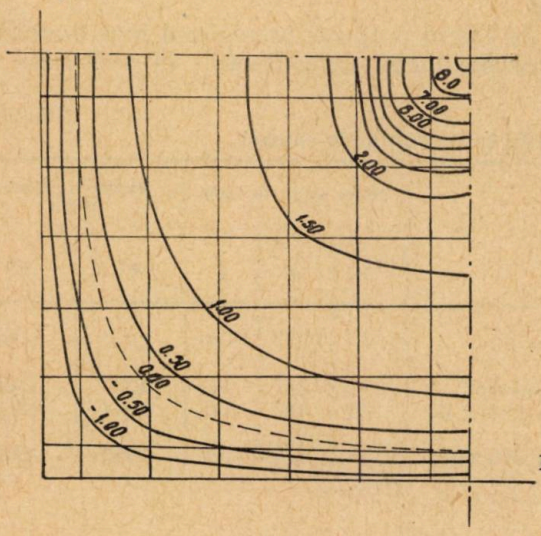


Fig. 8. Curbele de egală viteză în secţiunea de aspiraţie.

Tabelul 2

Insumarea elementelor de impuls şi enegie cinetică

Secţ. elem.	v_4 cm/s	ΔS cm²	$v_4^2 \cdot \Delta S$ (cm/s)² · cm²	$v_4^3 \cdot \Delta S$ (cm/s)³ · cm²
I.1	600	0,16	57 600	34 500 000
I.2	570	0,64	208 000	118 600 000
I.3	530	0,64	179 800	95 000 000
I.4	490	0,64	153 800	75 200 000
I.5	450	0,64	129 600	58 300 000
I.6	244	0,32	19 030	4 650 000
II.2	540	0,64	186 500	100 800 000
II.3	503	1,28	330 500	168 000 000
II.4	470	1,28	282 900	132 900 000
II.5	440	1,28	248 000	109 000 000
II.6	225	0,64	32 400	7 200 000
III.3	470	0,64	141 500	66 200 000
III.4	460	1,28	270 800	124 700 000
III.5	388	1,28	192 600	74 750 000
III.6	204	0,64	26 600	5 430 000
IV.4	442	0,64	125 000	55 300 000
IV.5	336	1,28	144 400	48 500 000
IV.6	173	0,64	19 150	3 310 000
V.5	306	0,64	60 000	18 350 000
V.6	153	0,64	15 000	2 292 000
VI.6	122	0,16	2 380	290 000
Total		16,00	2 825 810	1 296 362 800

Spre a se putea aprecia nivelul energetic în fiecare secţiune de control este necesar să se calculeze energia cinetică, aplicînd valoarea $\overline{\overline{v}}$ în ecuaţia energiei sau utilizîndu-se suma obţinută pe ultima coloană a tabelelor de forma celui de mai sus, la care trebuie să se adauge energia potenţială, pentru a se obţine energia totală.

Pentru ilustrarea metodei de calcul propuse, în regimul luat în studiu s-au determinat prin calcul vitezele medii caracteristice în secţiunile de control, redate în tabelul 3.

Tabelul 3

Vitezele medii în secţiunile de control

Nr. crt.	Secţiunea de control considerată	Viteze medii în cm/s			Raportul vitezelor medii	
		$\overline{v}$	$\overline{\overline{v}}$	$\overline{\overline{\overline{v}}}$	$\Phi 1$	$\Phi 2$
1	La ieşirea curentului primar din duză	1 050	1 050	1 050	1,000	1,000
2	Secţiunea de aspiraţie în confuzor	117	355	431	0,331	0,825
3	Secţiunea îngustată, după camera de amestec	402	440	448	0,914	0,980
4	Secţiunea de refulare după difuzor	119	125	127	0,952	0,990

Pe baza mărimilor stabilite prin calcul și a datelor rezultate din încercările experimentale, s-a putut stabili nivelul energetic în secțiunile de control conform cifrelor înscrise în tabelul 4.

Tabelul 4

Stabilirea nivelului energetic în secțiunile de control

Nr. crt.	Secțiunea de control considerată	Elementele regimului studiat		Energie potențială $\rho\bar{v}S(z+p_\gamma)$	Energie cinetică $\rho\bar{v}S\frac{\bar{v}^2}{2}$	Energie totală N·m/s
		$z+p_\gamma$ m	Q l/s			
1	La ieșirea curentului primar din duză	1,480	2,30	34,0	129,0	163,0
2	Secțiunea de aspirație în confuzor	1,021	6,44	67,2	59,9	127,1
3	Secțiunea îngustată, după camera de amestec	0,795	6,44	52,2	64,8	117,0
4	Secțiunea de refulare după difuzor	1,597	6,44	105,0	5,2	110,2

Enegia transmisă în diferitele secțiuni ale ejectorului este determinată în perioada de timp de o secundă. Mărimile stabilite sînt edificatoare, în ce privește desfășurarea proceselor în ejector.

Cele mai mari pierderi de energie au loc la amestec în confuzor și reprezintă 22% din energia împrumutată de curentul primar. Pierderile din camera de amestec reprezintă 7%, iar cele din difuzor numai 4% din energia disponibilă inițial. Alte pierderi de energie mai au loc prin uniformizarea în continuare a curenților și în tubul de refulare al aparatului ejector.

CONCLUZII

Prin studiul aprofundat al distribuției vitezelor în secțiunile de control ale ejectorului se ajunge la o metodă de calcul îmbunătățită a caracteristicilor energetice. Stabilirea balanței energetice permite ameliorarea sistematică a construcției aparatului.

Ecuațiile criteriale stabilite pe baza celor dimensionale globale, referitoare la continuitatea masei, conservarea impulsului și a energiei, pot fi folosite la elaborarea unei metode de dimensionare hidraulică a ejectoarelor.

Este necesară verificarea relațiilor criteriale stabilite pentru un număr mare de regimuri spre a se delimita mai apropiat domeniul lor de valabilitate.

BIBLIOGRAFIE

1. Kamenev, P. N., *Ghidroelevatori i drughie struiniie apparati.* Maşstroizdat — Moscva 1950.
2. Vogel R., Theoretische und experimentelle Untersuchungen an Strahlapparaten Maschinenbautechnik 5—1956/12.

3. Gheorghiu V., O contribuţie la problema efectului de formă în secţiune cu aceeaşi rază hidraulică. Acad. Rep. Soc. România, Baza Timişoara, Studii şi cercetări, secţia Şt. tehnice Tom. V 1958—1, 2.
4. Georghiu V., Contribuţie la hidraulica conductelor necirculare. Acad. Rep. Soc. România, Baza Timişoara, Studii şi cercetări, secţia Şt. tehnice Tom. VIII 1961—3, 4.
5. Lojchin A. N., *Transformatori de căldură.* (trad. l. rusă). Ed. tehnică Bucureşti 1952.
6. Ardelean Z., Contribuţie la studiul teoretic şi experimental al camerelor de amestec ale ejectoarelor subsonice (Lucr. de dizertaţie) Institutul politehnic Timişoara 1965.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭЖЕКТОРА КВАДРАТНОГО СЕЧЕНИЯ

(РЕЗЮМЕ)

Исследуется водяной вертикальный эжектор большой мощности.

Определяется распределения скоростей в контрольных сечениях квадратной формы эжектора. Знание поля скоростей позволяет проверку прямого отношения между коэффициентами средних скоростей и отношением привода, а также правильную интерпретацию энергетических характеристик.

ÉTUDE DE L'ÉJECTEUR À SECTION CARRÉE

(RÉSUMÉ)

On étudie l'éjecteur à jet d'eau vertical de grande capacité. On détermine la répartition des vitesses dans les sections de contrôle de forme carrés de l'éjecteur.

La connaissance du champ de vitesses permet la vérification de la relation directe entre les coefficients des vitesses moyennes et le rapport d'entrainement ainsi que l'interprétation correcte des caracteristiques énergetiques.

CONTRIBUȚIE LA STUDIUL PROCESULUI DE SPALARE CU EJECTOR A FILTRELOR DE NISIP CU SECȚIUNE RECTANGULARĂ

DE

C. JURA

Studiile efectuate în laborator precum și aplicațiile tehnice ale acestora au dovedit eficiența spălării cu ejector atît la filtrele circulare cît și la cele cu secțiune pătrată. În cazul filtrelor cu secțiune pătrată distribuția vitezei nisipului la spălare, cu condiția rotunjirii colțurilor sau a execuției unor vute la racordarea pereților, este acceptabilă.

Cu ocazia unei lucrări anterioare [5] s-a putut stabili de asemenea repartiția vitezei nisipului și la spălarea filtrelor dreptunghiulare. La asemenea filtre care au raportul laturilor pînă la 1 : 1,25 (adică raportul între latura mică și cea mare a dreptunghiului 0,8), s-a determinat raportul între viteza curentă a nisipului și între viteza sa medie la spălare cu valorile minime 0,73 la mijlocul laturii mici și 0,79 la mijlocul laturii mari, în timp ce la colț, cu prevederea vutei pe 1/10 din latură, același raport nu a scăzut sub valoarea 0,77.

În măsura în care crește însă suprafața filtrului, păstrarea cuvei monocelulare nu mai este avantajoasă deoarece panta necesară a pîlniei de spălare ar pretinde o înălțime foarte mare a corpului de spălare și ca atare ar conduce la o construcție scumpă a filtrului. La filtrele cu suprafață mare este recomandabilă o compartimentare a radierului, cu subîmpărțirea spațiului de spălare. În lucrarea de față se studiază filtrele multicelulare cu cîte două rînduri de pîlnii de spălare și dimensionarea corespunzătoare a dispozitivului de spălare.

1. OBIECTIVELE STUDIULUI TEORETIC ȘI EXPERIMENTAL AL EJECTORULUI

1.1. Notații

d în m — diametri echivalenți ai secțiunii cu aceeași arie ;
l în m — laturile secțiunilor de formă pătrată ;
S în m^2 — ariile secțiunilor de control ;
v în m/s — viteze medii în secțiuni de control ;
ρ în Kg/m^3 — densități ale fluidelor în secțiunile de control ;
p în N/m^2 — presiunile în secțiunile de control ;
Q în m^3/s — debite de volum ;
G în Kg/s — debit de masă (și Kgf/s — debit de greutate).

În diferite secţiuni de control, acestea primesc indicii :

1 secţiunea la ieşirea din duză a curentului primar ;
2 secţiunea la intrarea în spaţiul de amestec, curent secundar ;
3 secţiune de control în confuzor (spaţiul de amestec) ;
4 secţiune la ieşirea din camera de amestec ;
5 secţiunea la ieşirea din difuzor în tubul de spălare ;

$\alpha = \frac{S_1}{S_2}$ şi $\alpha_D = \frac{S_4}{S_5}$ — parametri geometrici ;

$\varphi = \frac{\rho_2 v_2}{\rho_1 v_1}$ — coeficient adimensional de variaţie a vitezei ;

$u = \frac{\varphi}{\alpha} = \frac{Q_2}{Q_1}$ şi $\left(\frac{\varphi}{\alpha}\right)_G = \frac{G_2}{G_1}$ — coeficienţi de antrenare (de volum şi masă) ;

ξ_4 — coeficient al pierderilor de sarcină în camera de amestec ;

L_4 şi L_5 — lungimea camerei de amestec şi a difuzorului ;

$$\eta_D = 1 - \frac{\gamma_5 h''_D}{\frac{\rho_5}{2} v_5^2 [1-\alpha_D]^2 - \gamma_5 l_5}$$ — randamentul difuzorului ;

$$\zeta = 1 - \eta_D \left[1 - \alpha_D^2 \frac{\gamma_5 L_5}{\frac{\rho_1 v_1^2}{2} \left(\frac{\varphi+\alpha}{1+\alpha}\right)^2} \right] - \xi_4 \frac{L_4}{l_4}$$ — coeficient al pierderilor totale în aparatul ejector.

1.2. Principalele relaţii analitice din teoria ejectorului

Din ecuaţia de continuitate se stabilesc următoarele relaţii :

$$\frac{\rho_4 v_4}{\rho_1 v_1} = \frac{\varphi+\alpha}{1+\alpha}; \qquad \frac{\rho_4 v_4}{\rho_2 v_2} = \frac{\rho+\alpha}{\varphi(1+\alpha)} \tag{1}$$

Introducînd presiunea dinamică a curentului primar $p_{d1} = \rho_1 \frac{v_1^2}{2}$ se obţine diferenţa de presiune relativă, ideală, fără frecări :

$$\left(\frac{p_4 - p_1}{p d_1}\right)_i = 2 \left[\frac{\frac{\rho_1}{\rho_2} \cdot \varphi + \alpha}{1+\alpha} - \frac{\rho_1}{\rho_4} \left(\frac{\varphi+\alpha}{1+\alpha}\right)^2 \right] \tag{2}$$

Este necesar să se ţină seama de pierderile de sarcină în camera de amestec, de secţiune pătrată cu latura l_4. Relaţia analitică a acestei pierderi se poate scrie atît în funcţie de diametrul echivadent al secţiunii cu aceeaşi arie, cît şi în funcţie de diametrul secţiunii circulare înscrise în secţiunea pătrată, care va avea desigur aceeaşi rază hidraulică. Este preferabilă această ultimă formă de exprimare, obţinîndu-se relaţia :

$$h''_4 = \xi_4 \frac{L_4}{l_4} \frac{v_4^2}{2g}; \qquad \gamma_4 h''_4 = \xi_4 \frac{L_4}{l_4} \frac{\rho 4}{2} v_4^2 \tag{3}$$

astfel încît expresia creșterii efective de presiune devine

$$\frac{\Delta pA}{pd_1} = 2\left[\frac{\alpha+\varphi^2\cdot\rho_1/\rho_2}{1+\alpha} - \frac{\rho_1}{\rho_4}\left(\frac{\varphi+\alpha}{1+\alpha}\right)^2\right] - \frac{L_4}{l_4}\left[\xi_4\left(\frac{\varphi+\alpha}{1+\alpha}\right)^2\cdot\frac{\rho_1}{\rho_4} + \frac{\rho_4}{\rho_1}\frac{l_1}{hv_1}\right]. \quad (4)$$

În relație s-a ținut seama de poziția verticală a ejectorului.

Considerînd procesul de transformare a energiei cinetice în energie potențială, de asemenea ținînd seama de poziția verticală a ejectorului în interpretarea corectă a ecuației lui Bernoulli, se obține

$$\frac{p_5-p_4}{pd_1} = \frac{v_4^2\cdot 2}{2\rho_1 v_1^2}\left[\rho_4 - \alpha_D^2\rho_5\right] - \frac{\gamma_5 L_5\cdot 2}{\rho_1 v_1^2} - \gamma_5 h_5''\frac{2}{\rho_1 v_1^2}; \quad \frac{v_1^2}{2g} = hv_1 \quad (5)$$

sau ținînd seama și de ecuația (4) se poate stabili relația :

$$\frac{p_5-p_2}{pd_1} = 2\left[\frac{\alpha+\varphi^2\rho_1/\rho_2}{1+\alpha} - \frac{\rho_1}{\rho_2}\left(\frac{\varphi+\alpha}{1+\alpha}\right)^2\right] + \frac{\rho_1}{\rho_2}\left(\frac{\varphi+\alpha}{1+\alpha}\right)^2\left[1-\alpha_D^2 - \frac{\xi_4 L_4}{l_4}\right] -$$
$$- \frac{\rho_4}{\rho_1}\left[\frac{L_4}{hv_1} + \frac{L_5+h_5''}{hv_1}\right]. \quad (6)$$

Prin integrarea pierderilor elementare de sarcină în difuzor se calculează :

$$h_5'' = \frac{\xi_1\cdot Q_5^2\cdot L_5}{8g(l_5-l_4)}\cdot\frac{l_5^4-l_4^4}{l_5^4\cdot l_4^4}. \quad (7)$$

Cu ajutorul acestor relații se pot deduce cu ușurință expresiile analitice pentru a determina randamentul difuzorului și coeficientul pierderilor totale, redate la punctul precedent pentru ejectorul vertical funcționînd cu apă. În cazul ejectorului cu nisip aplicat la spălarea filtrelor expresiile analitice ale acestor mărimi se complică foarte mult, încît este preferabil să se aplice direct relațiile (4) ... (7) care soluționează problemele energetice fundamentale ale ejectoarelor. Pentru calculul randamentului general al ejectorului este necesară determinarea coeficienților de viteză definiți prin relațiile :

$$\varphi_{duză} = \varphi_1 = \frac{v_{1\,efectiv}}{v_{1\,teoretic}}; \qquad \varphi_{confuzor} = \varphi_2 = \frac{v_{2\,efectiv}}{v_{2\,teoretic}}. \quad (8)$$

1.3. Aplicarea teoriei ejectoarelor și necesitatea experienței

Studierea și aplicarea teoriei ejectoarelor, cu ajutorul relațiilor analitice stabilite pentru ejectorul cu apă [1], [4], [6] respectiv dezvoltată pentru ejectoare cu fluide diferite [3] și în prezenta lucrare pentru ejectoare cu nisip, prezintă o deosebită importanță practică.

Teoria ejectoarelor permite stabilirea cu mai multă ușurință a celor mai eficiente tipuri de ejectoare și alegerea domeniului de utilizare cu cel mai înalt randament.

Cercetările experimentale sînt menite să determine valorile coeficienților de viteză, a coeficienților pierderilor de sarcină, respectiv să arate măsura în care rezultatele teoretice sînt aplicabile în tehnica acestor lucrări.

Incercările efectuate în laboratorul hidrotehnic au dovedit aplicabilitatea teoriei și de asemenea au arătat că principalele caracteristici, stabilite în mărimi adimensionale pentru un anumit tip de ejector se menţin la ejectoarele acelui tip modelate la diferite dimensiuni.

Condiţiile de similitudine, pe baza legii de modelare Froude [3] au fost verificate în mod corespunzător la ejectoarele EC 14,8—74/40 (ejector circular cu diametrul duzei 14,8 mm, diametrul tubului principal 74 mm și al secţiunii îngustate 40 mm) și la ejectorul model EM 8—40/21,6, funcţionînd cu apă, într-o gamă largă a parametrilor de lucru, neexistînd o limită a vitezei de suspensie a nisipului. Aceleași ejectoare au fost verificate și în funcţionarea cu nisip, în zona randamentelor maxime și la valori superioare ale numărului Reynolds, la care principalii parametri determinaţi se menţin constanţi. O deosebită atenţie s-a acordat studierii ejectoarelor cu secţiune pătrată care s-au dovedit a fi indicaţi pentru spălarea filtrelor de nisip cu secţiune pătrată și dreptunghiulară.

2. DIMENSIONAREA EJECTOARELOR DE SPĂLARE A FILTRELOR

Calculul ejectoarelor de spălare se întemeiază pe aplicarea relaţiilor analitice și pe datele rezultate din încercări.

Coeficientul de viteză al duzei care asigură curentul primar are o creștere continuă, odată cu creșterea numărului Reynolds, pînă la o anumită valoare, de la care se menţine constant.

La duza cu secţiunea pătrată avînd latura 14,8 mm, coeficientul φ_1 crește pînă la presiunea de alimentare a circuitului primar corespunzătoare sarcinei de 7,4 m, atingînd valoarea 0,965 la debitul de 2,25 l/s și pentru Re $=151\,000$ (fig. 1).

Coeficientul de viteză al confuzorului la secţiunea de intrare în camera de amestec devine constant la valorile parametrilor de lucru și în condiţiile sistematizate în tabelul 1.

Tabelul 1

Valorile coeficientului de viteză φ_2.

Tipul ejectorului considerat și condiţiile de lucru		S_2 cm²,	Q_2, l/s	v_2, m/s	φ_2
circular, model	cu apă	3,16	0,61	1,93	0,85
EM 8—40/21,6	nisip 0,2 ... 0,4 mm	3,16	0,17	0,54	0,80
circular semiind.	cu apă	10,85	2,80	2,58	0,88
EC 14,8—74/40	nisip 0,5 ... 1,5 mm	10,85	0,78	0,72	0,82
pătrat semiind.	cu apă	13,81	3,12	2,25	0,92
EP 14,8—74/40	nisip 0,5 ... 1,5 mm	13,81	0,83	0,60	0,86
pătrat industrial, (proiectat)					
EP 32,5—165/88	nisip 0,6 ... 1,8 mm	66,7	5,70	0,85	0,88

În ultima linie a tabelei s-au înscris datele ejectorului prevăzut pentru un filtru industrial experimental proiectat, de formă dreptunghiulară, amenajat cu patru pîlnii de spălare.

Caracteristica ejectorului studiat cu secțiunea pătrată EP 14,8—74/40 este prezentată în figura 2 : cu linii pline pentru funcționarea cu apă și cu linii întrerupte pentru funcționarea cu nisip.

Acest ejector de mare capacitate a fost studiat în soluția optimă, pentru domeniul economic de spălare de mică presiune. Caracteristica servește la dimensionarea

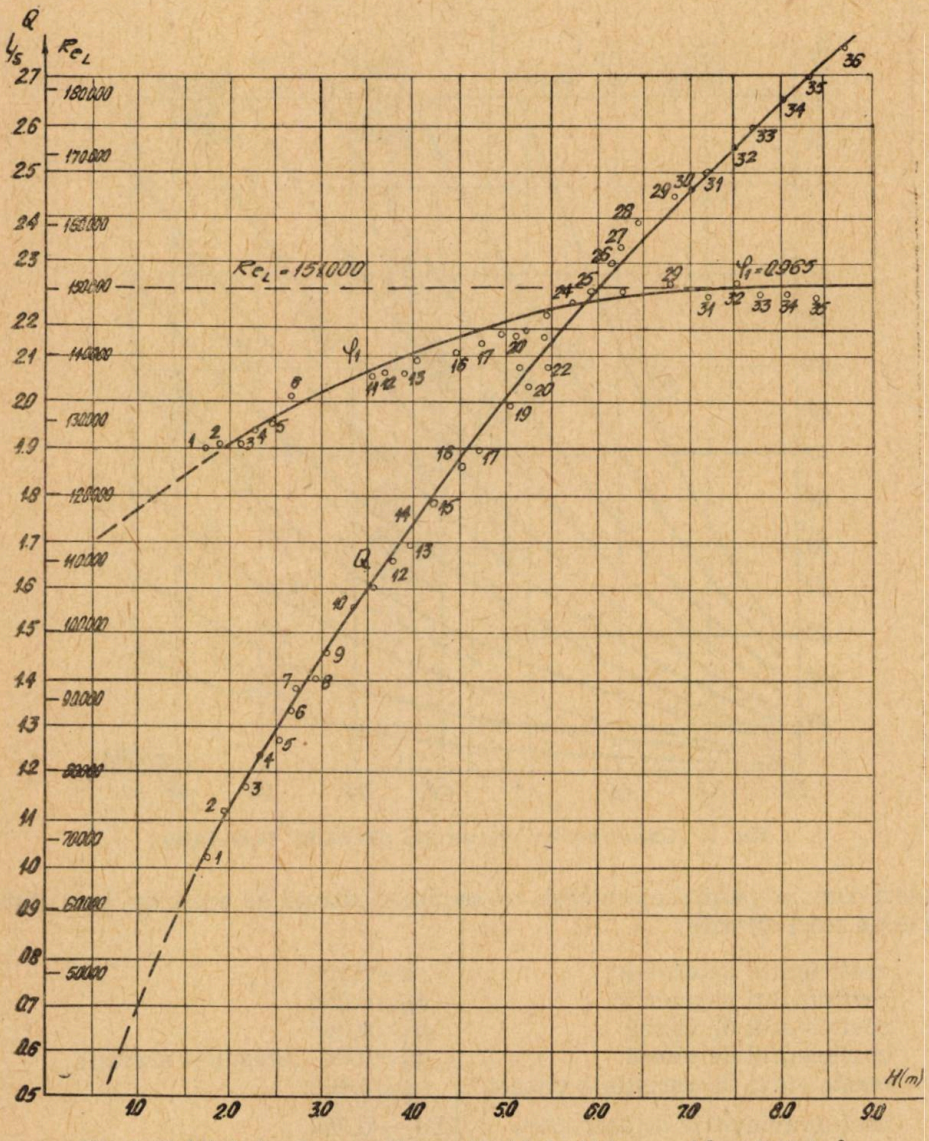


Fig. 1. Debitul duzei cu secțiune pătrată l=14,8 mm · Ad=0,0219 dm^2.

ejectorului de spălare a filtrului experimental precizat mai sus, care urmează a se construi și încerca în cadrul uzinei de apă a orașului Timișoara. În funcțiunea curentă de spălare, ejectorul studiat are coeficientul de antrenare $\left(\frac{\varphi}{\alpha}\right)_G = 0{,}389$ la $H_1 = 6{,}5$ m și la sarcina de lucru în filtru 0,5 m.

În vederea dimensionării ejectorului industrial pe baza datelor obținute experimental și prin aplicarea relațiilor analitice de calcul, au fost determinate următoarele mărimi adimensionale în regimul optim de lucru,

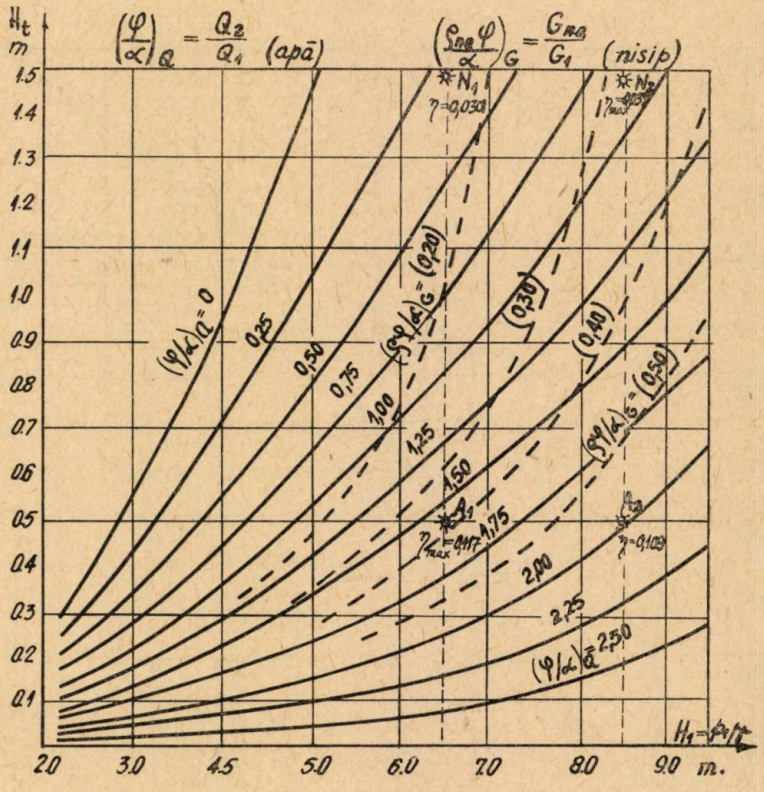


Fig. 2. Caracteristica ejectorului pătrat EP 14,8—74/40.

valori comune pentru ejectoarele cu secțiune pătrată de acest tip, executate la două scări diferite :

coeficientul geometric	$\alpha = 0{,}159$
coeficientul geometric	$\alpha_D = 0{,}288$
coeficientul de viteză	$\varphi_1 = 0{,}965$
coeficientul de viteză	$\varphi_2 = 0{,}86$ (presupus același)
coeficientul de variație a vitezei	$\varphi = 0{,}062$
coef. gravimetric de antrenare	$\left(\frac{\varphi}{\alpha}\right)_G = 0{,}389$

Densitățile luate în considerare :

$$\rho_1 = 0{,}998,\ \rho_2 = 1{,}174,\ \rho_4 = \rho_5 = 1{,}048$$

Rezultatele experimentale permit adoptarea coeficientului pierderilor de sarcină în camera de amestec $\xi_4 = 0{,}032$ la ejectorul semiindustrial și $\overline{\xi}_4 = 0{,}029$ la ejectorul industrial, în timp ce coeficientul pierderilor de sarcină în difuzor se poate lua $\xi_5 = \overline{\xi}_5 = 0{,}028$.

În exemplul de dimensionare prezentat, prin adoptarea scării geometrice de modelare $\alpha_l = 2{,}20$, rezultată prin considerarea raportului între suprafața ce revine unei pîlnii a filtrului industrial și suprafața filtrului semiindustrial studiat în laborator, s-au stabilit pe baza legilor de similitudine valorile parametrilor de lucru a ejectoarelor, redate în tabelul 2 după cum urmează :

Tabelul 2

Parametrii funcționali ai ejectoarelor pătrate

Precizarea parametrului	Unit. măs.	Val. parametrilor la ejectoarele	
		EP 14,8—74/40	EP 32,5—165/88
Suprafața de filtrare	m^2	0,94	4,60
Sarcina duzei H_1	m	6,50	14,30
Secțiunea duzei S_1	cm^2	2,19	10,50
Debitul duzei Q_1	l/s	2,48	16,80
Înălțimea de lucru, filtru H_{na}	m	0,40	0,80
Secțiune curent secundar S_2	cm^2	13,81	66,70
Debitul antrenat Q_2	l/s	0,83	5,70
Înălțime deplasare nisip	m	1,10	2,40
Durata necesară spălării	min.	21	32

3. CONSTRUCȚIA ȘI ÎNZESTRAREA FILTRELOR DREPTUNGHIULARE

Studiile efectuate pentru determinarea condițiilor de mișcare a nisipului la spălare în filtrele pătrate și dreptunghiulare, cu înclinările de 30°, 40° și 45° ale pîlniilor, au condus la necesitatea adoptării unghiului de 45° la construcția radierului, pentru a se asigura o cădere continuă a nisipului în suspensie. În figura 3 se prezintă amenajarea radierului cu două rînduri de cîte două celule cu secțiunea dreptunghiulară la filtrul industrial 3840×4800 mm.

Deasupura corpurilor de spălare se amenajează drenajul filtrului (fig. 4) alcătuit din patru tuburi colectoare de apă filtrată care se îmbină în conducta de apă filtrată. Se preconizează execuția conductelor colectoare cu diametrul de 100, 150 și 250 mm din fontă.

Drenajul este format din tuburi de cupru cu diametrul 40 mm avînd tăieturi de 0,5 mm lățime, practicate pe 20 ... 30% din suprafața brută.

Pentru studiul mișcării nisipului în filtrul multicelular s-a confecționat un model cu patru pîlnii (fig. 5). Pereții laterali sînt executați din

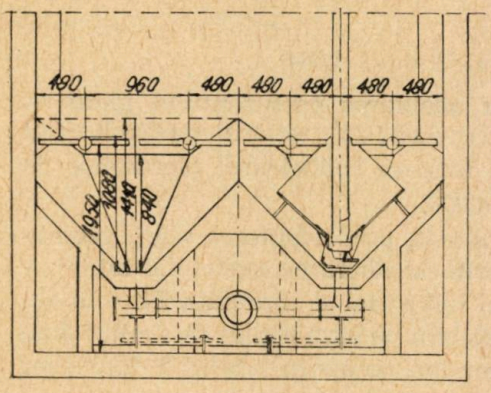


Fig. 3. Amenajarea radierului la filtrul industrial dreptunghiular.

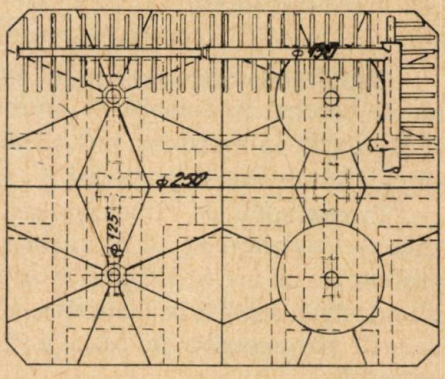


Fig. 4. Amenajarea drenajului la filtrul industrial dreptunghiular.

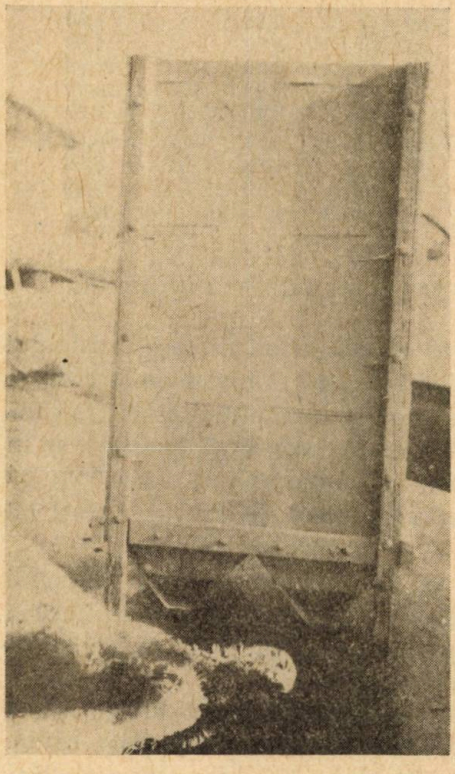


Fig. 5. Filtrul model multicelular

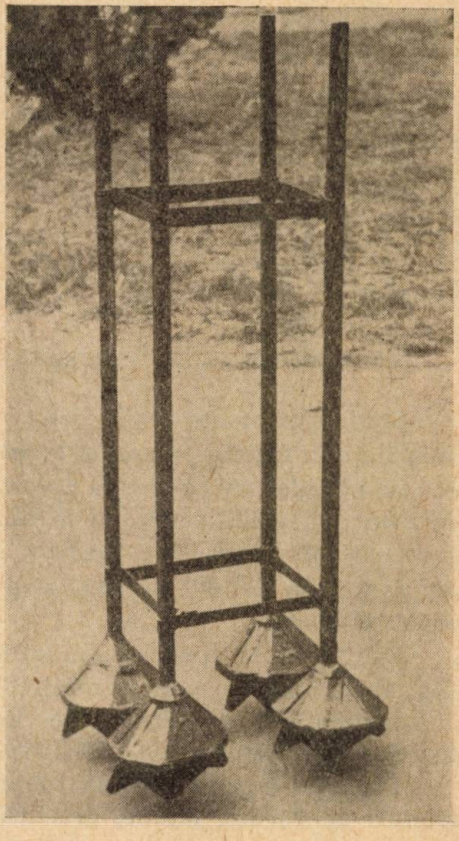


Fig. 6. Corpurile de spălare la filtrul multicelular.

placaje cu suprafața netedă iar pîlniile care compartimentează radierul, din tablă zincată. Modelul este prevăzut cu stavile pentru controlul curgerii nisipului la partea inferioară .

În figura 6 se prezintă corpurile de spălare pentru conducerea uniformă a nisipului. Dimensiunile optime ale acestor corpuri de spălare au rezultat prin încercări. Raportul optim între dimensiunile corpului și dimensiunile silozului pe care îl servește este de 0,6.

. Cercetările cu privire la spălarea nisipului, efectuate în filtrul monocelular, au dovedit o spălare eficientă a nisipului și o circulație satisfăcătoare a nisipului în filtru și tubul de spălare. Nisipul utilizat la studiile de spălare, diferit de acela introdus în filtrele modele pentru studiul procesului de filtrare a apei, este modelat în virtutea relației (5) stabilite între scara de modelare a mărimii hidraulice w, între scara vitezelor v de cădere a nisipului în timpul spălării și între scara de modelare a dimensiunilor granulelor de nisip d :

$$\alpha_w = \alpha_v = \alpha_e^{1/2}. \tag{9}$$

Față de nisipul utilizat pentru studiul spălării în filtrul model unicelular (cu dimensiunile de 1080×860 mm) care a fost de mărimea 0,3 . . . 0,6 mm, în filtrul model cu patru celule (275×220 mm) s-a folosit nisip de 0,15 . . . 0,35 mm, obținîndu-se rezultate acceptabile (fig. 7). Valorile obținute pentru raportul $r_v = \frac{v}{v_{med}}$ referitoare la viteza de cădere a nisipului în timpul spălării, sînt prezentate comparativ în cifrele tabelului 3.

Tabelul 3

Rapoartele r_v ale vitezelor de cădere a nisipului

Nr. crt.	Tipul de filtru studiat	Valorile rapoartelor vitezelor r_v			
		maxim	la mijloc. laturii mari	mijloc. lat. mici	la colț
1	Cu secțiune circulară	1,23	(0,56)	(0,56)	—
2	Cu secțiune pătrată	1,17	0,88	0,88	0,54
3	Model cu o pîlnie, raportul laturilor dreptunghiului de 0,8	1,12	0,79	0,73	0,51
4	Model cu patru pîlnii, raportul laturilor dreptunghiului de 0,8	1,15	0,90	0,88	0,50

Prin teșirea colțurilor la filtrele rectangulare se limitează valorile minime ale acestor rapoarte la 0,77 în cazul filtrelor pătrate și 0,75 în cazul filtrelor dreptunghiulare. S-a constatat că pe măsură ce se obține un raport de antrenare al ejectorului mai ridicat, se asigură și o repartiție mai uniformă a nisipului la spălare.

Trebuie să se studieze cu multă atenție și să se soluționeze în mod corespunzător și problema repartiției superioare a nisipului trecut prin tubul

de spălare. În studiul filtrelor cu secțiune pătrată au fost cercetate comparativ rozeta pătrată denumită de tip IA4 cu patru jghiaburi concave, rozeta pătrată IB8 cu opt jghiaburi concove și rozeta stelată IIB8. Ultimul tip de rozetă a putut asigura repartiția superioară optimă a nisipului.

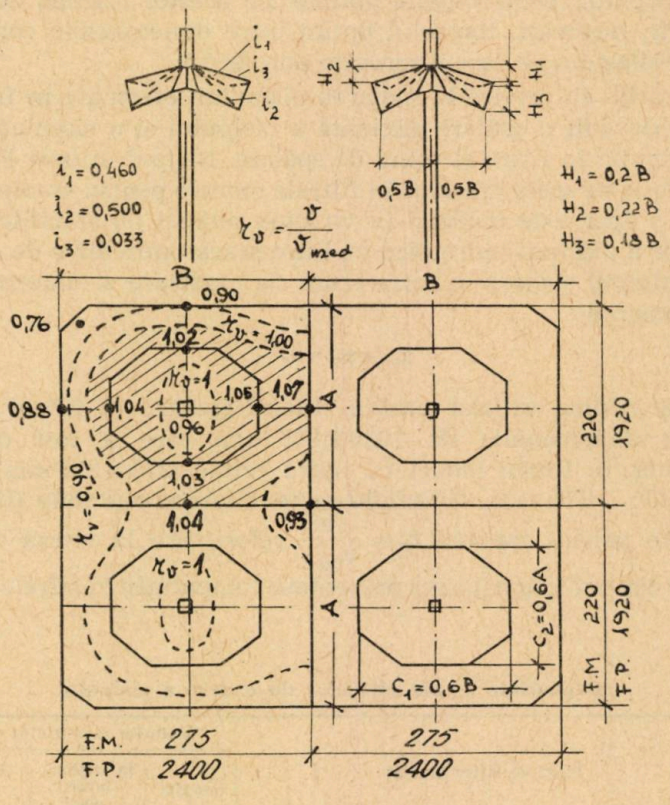


Fig. 7. Dispozitivul de spălare și uniformitatea spălării filtrului dreptunghiular.

4. CONCLUZII

Cercetările efectuate asupra spălării cu ejector a filtrelor cu secțiune pătrată s-au putut generaliza, cu rezultate acceptabile și la filtrele cu secțiune dreptunghiulară avînd raportul laturilor cuprinse între 1,00 și 0,80. Cele mai bune condiții de spălare ale acestor filtre sînt asigurate de ejectoarele cu secțiune pătrată.

Dimensionarea ejectoarelor cu secțiune pătrată este analoagă aceleia a ejectoarelor circulare, avînd la bază o teorie comună care s-a putut dovedi că este aplicabilă în tehnica ejectoarelor, relațiile de calcul fiind

adaptate particularităților acestor tipuri de ejectoare. Este indicat să se ridice caracteristicile energetice și să se determine experimental coeficienții de viteză și coeficienții pierderilor de sarcină.

La filtrele rectangulare cu dimensiuni mai mari este indicată subîmpărțirea radierului în mai multe pîlnii de spălare. În lucrare se prezintă metodica de cercetare și principalele rezultate obținute în studiul filtrelor multicelulare, care admit o repartiție favorabilă a nisipului în timpul spălării prin amenajarea corespunzătoare a dispozitivului de spălare.

BIBLIOGRAFIE

1. Fridman B. E., *Ghidroelevatori* — Moscva, 1960.
2. Uginciusa A. A., Proektirovanie i stroitelstvo zamlianîh soorujenii — Gos. Izd. po str. i arh. lit. — Moscva 1953.
3. Vogel R., Theoretische und experimentelle Untersuchungen an Strahlapparaten. Maschinenbaut., 5 Jg. Heft 12—1956.
4. Rippl E., Experimentelle Untersuchungen über Wirkungsgrad und Abreisswerten von schlanken Kegeldiffusoren. Maschinenbautechnik, 5 Jg. — 1956/5 — VEB. Berlin.
5. Jura C., Eficiența spălării cu ejector a filtrelor de nisip cu secțiune pătrată. Hidrotehnica, 10/1964.
6. Stamatescu C., *Utilajul auxiliar al mașinilor de forță*, Vol II. Litografia Învățămîntului, București 1958.

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ И ПРОТИВОКАВИТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦИЛЛИНДРИЧЕСКИХ ГИДРОЭЖЕКТОРОВ ПРИМЕНЯЕМЫХ ДЛЯ ОЧИСТКИ ФИЛЬТРОВ

(РЕЗЮМЕ)

Приводится способ выбора оптимальных размеров и результаты полученные при исследовании вертикальных эжекторов повышенной ёмкости применяемых для очистки быстродействующих фильтров.

Даются рекомендации для повышения и применения энергетических характеристик эжекторов. К.п.д. можно считать удовлетворительным в широких пределах нагрузки. Установление распределения скоростей в контрольных сечениях позволяет приближенно расчитать потерии энергии в конфузоре, смесителе и дифузоре. Поред появлением кавитации и для предупреждения кавитации, коэффициент безопасности берется по отношению к пределам появления отклонений от значений к.п.д. установленных расчетным путем в современной теории эжекторов.

CONTRIBUTIONS À L'ÉTUDE DU PROCESSUS DE LAVAGE AVEC EJECTEUR DES FILTRES DE SABLE À SECTION RECTANGULAIRE

(RÉSUMÉ)

En vertu des résultats obtenus par suite de l'étude du processus de lavage avec éjecteur des filtres de sable à section carrée on poursuit la généralisation de la méthode, en l'appliquant au lavage des filtres à section rectangulaire.

On détermine les caractéristiques de l'éjecteur et l'on étudie la répartition de la vitesse du sable dans le filtre pendant le lavage.

Les recherches effectuées dans le laboratoire semiindustriel permettent d'établir les parametres optimals de fonctionnement et les mesures techniques qu'on doit assurer en vue d'un lavage efficace.

STUDII PENTRU ÎMBUNĂTĂȚIREA APARATULUI DE TĂIERE LA COSITOAREA C.P.M.-2,1 *

DE

M. MODIGA, I. DĂNILĂ, CONST. GUȚĂ

I. INTRODUCERE

Recoltarea plantelor furajere pentru fîn sau siloz este legată de o anumită perioadă optimă, scurtă, determinată de un anumit stadiu de dezvoltare al acestora, cînd producția la hectar, conținutul în substanțe nutritive și vitamine sînt ridicate. Deci cantitatea și îndeosebi calitatea fînului sînt mult influențate de perioada și de condițiile în care au loc lucrările de recoltare.

Respectarea acestei condiții este însă legată de capacitatea de lucru a utilajelor din dotația unităților de producție. În general, volumul lucrărilor de recoltare a plantelor furajere la ora actuală depășește capacitatea de lucru a utilajelor din dotație, ceea ce duce la mărirea perioadei de recoltare, influențînd negativ asupra cantității și calității furajelor.

Eliminarea acestei situații, se poate realiza prin creșterea productivității utilajelor respective.

La noi în țară, principala mașină folosită în procesul de recoltare a plantelor furajere este cositoarea C.P.M.-2,1 care este purtată pe tractoarele U-26 (27), lateral dreapta, cu o lățime de lucru de 2,1 m și o productivitate de cca 15 ha/sch.

Calitatea lucrării executată de cositoarea C.P.M.-2,1 este apreciată ca bună pentru viteze de deplasare relativ mici, pînă la 7 km/h. Depășirea acestei viteze duce la înrăutățirea condițiilor de lucru ale aparatului de tăiere, iar calitatea lucrării scade simțitor.

Actualmente există tendința ca viteza de deplasare a cositorilor în lucru să crească pînă la 14 km/h.

Rezultă că ridicarea productivității cositorii C.P.M.-2,1 trebuie să se realizeze prin creșterea vitezei de lucru. Mărirea lățimii aparatului de tăiere peste 2,1 m nu se recomandă deoarece nu poate copia microrelieful

---

* Lucrarea a fost comunicată în sesiunea științifică a cadrelor didactice din I.P.T. la 18—20 martie 1966.

terenului, chiar și acelora orizontale și bine nivelate. Aceasta impune analiza cauzelor care duc la înrăutățirea condițiilor de lucru ale aparatului de tăiere al cositorii la viteze peste 7 km/h.

II. ANALIZA CONDIȚIILOR DE TĂIERE

Tăierea plantelor de muchiile tăietoare ale segmenților cuțitului, se consideră că are loc în special în dreptul muchiei degetului, care servește drept parte contratăietoare [1].

Rezultă că în momentul tăierii unele plante vor avea o anumită înclinare [2]. Această înclinare are o influență importantă asupra înălțimii mirișteі rămase în urma recoltării. Obținerea unei producții de furaje la hectar ridicată, calitativ superioară, este determinată de o înălțime a mirișteі cît mai mică. Deci, aprecierea calității lucrării efectuată de aparatul de tăiere al cositorii, se poate face, în funcție de creșterea mirișteі, față de înălțimea la care se reglează.

Avînd în vedere că o muchie a lamei cuțitului execută tăierea plantelor de pe o anumită suprafață, peste care s-a deplasat de la ieșirea de sub un deget pînă ajunge în dreptul muchiei contratăietoare a degetului următor, rezultă că pentru aprecierea înclinării plantelor în momentul tăierii este necesar să se cunoască forma și dimensiunile acestei suprafețe.

Construcția grafică care pune în evidență suprafețele de pe care se execută tăierea plantelor în anumite momente este diagrama de tăiere.

Pe o diagramă de tăiere (fig. 1) distingem :

a) suprafețe trecute o singură dată de o muchie tăietoare (F_1) ;

b) suprafețe trecute de două muchii tăietoare (F_2) ;

c) suprafețe netrecute de muchii tăietoare (F_0).

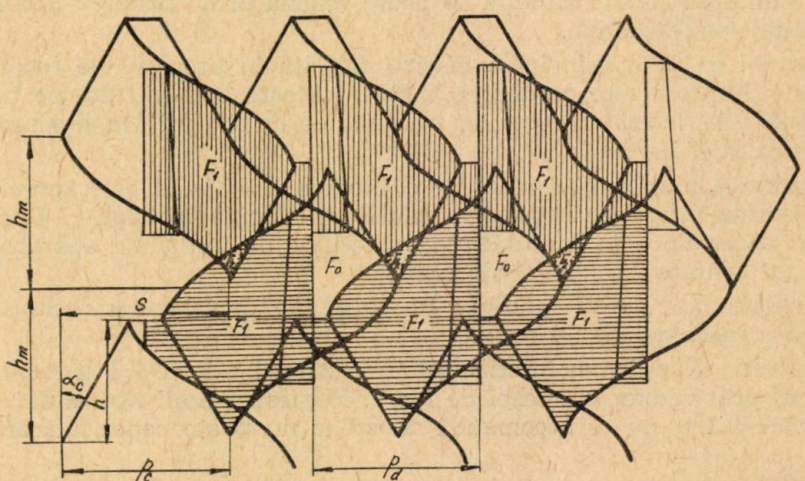


Fig. 1. Diagrama de tăiere a cositorii C.P.M.-2,1 pentru viteza v_m=7,07km/h

Plantele aflate pe suprafețele F_1 sînt tăiate cu înclinări transversale și înclinări longitudinale (în sensul deplasării cositorii în lucru) care sînt mai mici. Această situație este considerată ca tăiere normală [3].

Plantele aflate pe suprafețele F_2 sînt tăiate cu înclinări transversale accentuate și diferă de cele aflate pe F_1 prin aceea că unele dintre ele sînt tăiate și a doua oară. Tăierea a doua oară duce la apariția unor fragmente de tulpini pe lamele tăietoare care constituie pierderi și înrăutățesc condițiile de lucru ale aparatului de tăiere.

Plantele aflate pe suprafețele F_0 sînt tăiate cu înclinări longitudinale mari. Ele sînt deplasate înainte de bara suport degete și tăiate cu întîrziere la cursa următoare a cuțitului. În general aceste plante sînt tăiate la o înălțime mai mare și constituie principalul factor care provoacă neuniformitatea miriștei precum și pierderi de material furajer. Deci în procesul de lucru al aparatelor de tăiere valoarea suprafețelor F_1 e bine să fie preponderentă, iar a suprafețelor F_2 și F_0 să fie cît mai mică sau nulă.

Din analiza diagramelor de tăiere ale cositoarei C.P.M.-2,1 pentru diferite viteze de lucru (v_m =1,48—3,24 m/s) rezultă variația procentuală a suprafețelor F_{1p}, F_{p2} și F_{0p} în funcție de h_m (deplasarea mașinei corespunzătoare unei curse a cuțitului) reprezentate în graficul figura 2.

Din grafic se observă că :

1. Valoarea suprafețelor F_{1p} crește de la 84,7% pentru h_m =49 mm pînă la maximum 86% pentru h_m=64 mm, după care scade brusc la 73%

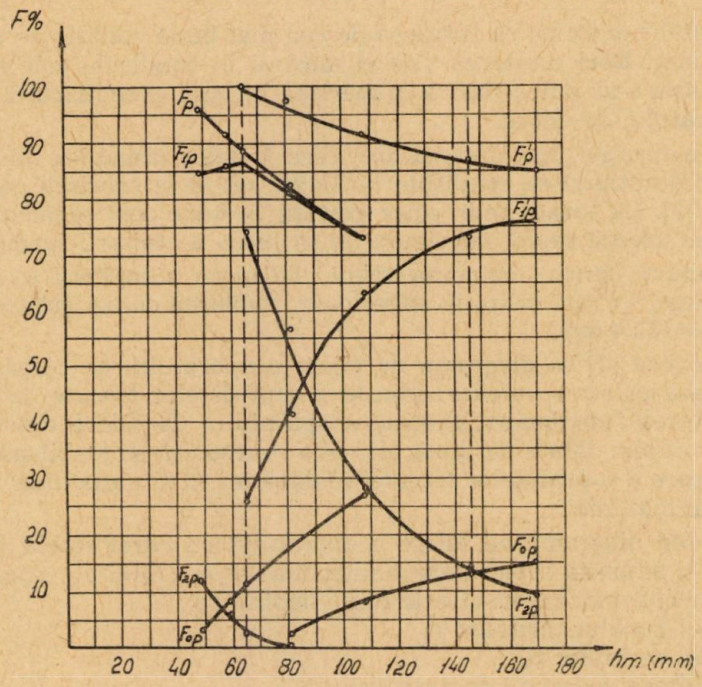


Fig. 2. Variația suprafețelor diagramei de tăiere în funcție de h_m.

pentru $h_m = 108$ mm. Calitatea tăierii privită prin ponderea suprafețelor F_{1p} corespunde lui $h_m = 64$ mm.

2. Valoarea suprafețelor F_{2p} scade de la 11,8% pentru $h_m = 49$ mm pînă la zero pentru $h_m = 83$ mm. Deoarece aceste suprafețe sînt reduse, influența fracțiunilor de plante asupra aparatului de tăiere poate fi neglijată.

3. Valoarea suprafețelor F_{0p} crește de la 3,5% pentru $h_m = 49$ mm la 27% pentru $h_m = 108$ mm.

Lucrarea de cea mai bună calitate în practică s-a realizat pentru viteza de lucru de 7 km/h pentru care corespunde $h_m = 64$ mm, deci la valoarea maximă a suprafeței F_{1p}. Pentru această situație $F_{0p} = 11{,}4\%$, iar $F_{1p} + F_{2p} = 88{,}6\%$

În lucrare se propune să se mărească viteza de deplasare a cositorii menținîndu-se calitatea lucrării sub aspectul suprafețelor tăiate.

III. DETERMINAREA CONDIȚIILOR DE MĂRIRE A VITEZEI DE LUCRU

Legătura între viteza mașinii în lucru (v_m), deplasarea (h_m) și turația excentricului (n) este :

$$v_m = \frac{h_m \cdot n}{30}. \qquad (1)$$

S-a stabilit anterior că lucrarea de cea mai bună calitate se realizează la $h_m = 64$ mm. Deci creșterea vitezei mașinii în condițiile cele mai favorabile de lucru s-ar putea face prin mărirea turației excentricului de acționare a aparatului de tăiere.

Mărirea turației însă duce la creșterea forțelor dinamice din organele cositorii, înrăutățindu-se condițiile de lucru, cît și la sporirea consumului de energie [2]. La turații mari apar vibrații în bara port segmenți, ghidajele barei se uzează rapid, iar siguranța în lucru a cositorii scade simțitor.

Se propune pentru creșterea vitezei de lucru a cositorii în condițiile executării unei lucrări calitativ superioare, dublarea cursei cuțitului, adică $S' = 2 \cdot 76{,}2 = 152{,}4$ mm.

Se cunoaște [2] că diagrama de tăiere a aparatului cu cursă dublă se caracterizează printr-o valoare ridicată a suprafețelor trecute de două ori. Pentru evitarea funcționării greoaie a aparatului de tăiere datorită fracțiunilor de tulpini tăiate de două ori, este necesar să se stabilească condiția de reducere a suprafețelor trecute de două ori în situația unor suprafețe netrecute cît mai mici.

Observînd diagrama de tăiere a aparatului cu cursă dublă (fig. 3) se constată că o anumită repartizare a suprafețelor F_1', F_2' și F_0' caracterizată de condițiile cele mai favorabile de lucru depind de :

— pasul lamelor tăietoare p_c,
— pasul degetelor p_d,
— înălțimea activă a lamei cuțitului h_c,
— unghiul de înclinare a muchiei tăietoare față de axa lamei α_c.

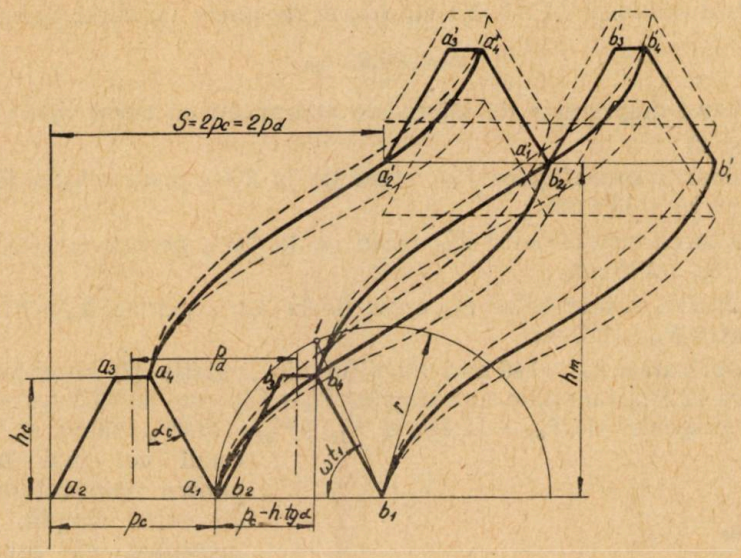


Fig. 3. Condiția de reducere a suprafețelor netrecute de muchiile tăietoare.

Cum p_c, p_d, h_c și α_c pentru un anumit tip de aparat de tăiere sînt constante, înseamnă că situația cea mai favorabilă pentru executarea unei lucrări de bună calitate este caracterizată de o anumită deplasare h_m.

Se demonstrează (din fig. 3) că :

$$h_m = \frac{\pi h_c}{\arccos \frac{h_c \operatorname{tg} \alpha_c}{r}} \tag{2}$$

în care :

r este raza excentricului de acționare $\left(\text{se consideră } r = \frac{S}{2}\right)$.

Pentru elementele aparatului de tăiere al cositorii C.P.M.-2,1 ($p_c = p_d = 76{,}2$ mm ; $h_c = 54$ mm ; $\alpha_c = 29°$), cînd se dublează cursa cuțitului $S = 2r = 152{,}4$ mm rezultă :

$$h_m = 146 \text{ mm}$$

Respectarea deplasării corespunzătoare unei curse S' constantă ($h_m = 146$ mm) la diferite viteze de deplasare a cositorii în lucru se poate realiza prin modificarea turației excentricului de acționare.

Din relațiile (1) și (2) rezultă :

$$n = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{v_m}{h_c} \arccos \frac{h_c \operatorname{tg} \alpha_c}{r} \cdot \tag{3}$$

BUDAPESTI EGYETEM KÖNYVTÁRA 1848

În cazul cositorii C.P.M.-2,1 cu aparat de tăiere cu cursă dublă :

$$n = 204{,}63\, v_m .$$

Analizînd diagramele de tăiere ale aparatului cu cursă dublă se desprinde (fig. 2) :

a) Valoarea suprafețelor F'_{1p} cresc de la 26% pentru $h_m = 65$ mm la 75% pentru $h_m = 170$ mm ;

b) Valoarea suprafețelor F'_{2p} scad de la 74% pentru $h_m = 65$ mm la 8,9 pentru $h_m = 170$ mm ;

c) Valoarea suprafețelor F'_{0p} cresc de la 2,4% pentru $h_m = 81$ mm, la 15,5% pentru $h_m = 170$ mm.

La deplasarea $h_m = 146$ mm stabilită din relația (2) suprafețele F'_{0p} au valoarea 12,8%, iar suma suprafețelor $F'_{1p} + F'_{2p}$ este de 87,2% deci foarte apropiate respectiv de $F_{0p} = 11{,}4\%$ și $F_{1p} + F_{2p} = 88{,}6\%$, valori stabilite în cazul cel mai favorabil pentru aparatul de tăiere cu cursă simplă. Aceasta înseamnă că propunerea admisă se verifică.

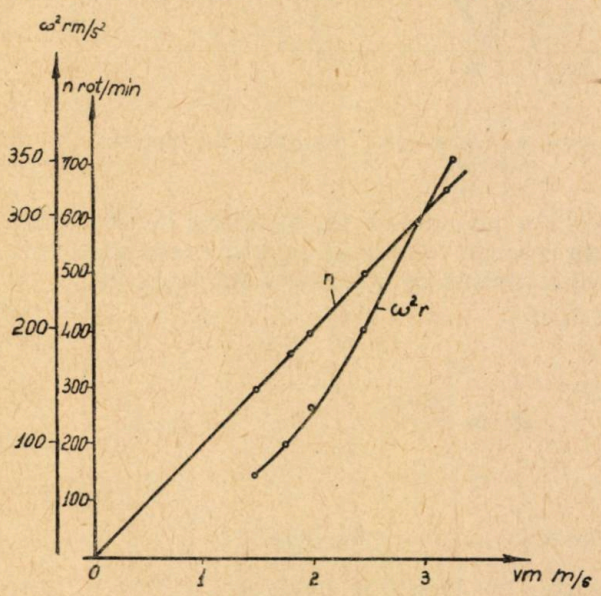


Fig. 4. Elementele cinematice ale mecanismului în funcție de viteza de lucru.

Pentru viteze de lucru ale cositorii de 1,48—3,24 m/s conform relației (3), turația excentricului trebuie modificată în limitele 302—654 rot/min (fig. 4).

Aplicarea unui regim de lucru diferențiat mecanismului de acționare în funcție de viteza de deplasare a mașinii, duce la modificarea sarcinilor dinamice din cuțitul aparatului de tăiere corespunzătoare unor accelerații maxime de $a_{max} = 76—355$ m/s².

Regimul de lucru al cositorii în construcția actuală este caracterizat prin $n = 900$ rot/min căreia îi corespunde accelerația maximă $a_{max} = 338$ m/s².

Aceasta înseamnă că :

a) Aparatul de tăiere cu cursă dublă va funcționa în condițiile unei înaintări rapide a mașinii în lucru fără să provoace apariția sarcinilor dinamice mărite care să influențeze negativ procesul de lucru, întrucît $a'_{max} = 355$ m/s² este foarte apropiată de $a_{max} = 338$ m/s².

b) Prin modificarea turației mecanismului de acționare o dată cu modificarea vitezei de lucru, se va asigura agregatului un regim de funcționare mai economic.

IV. CONCLUZII

Din analiza aparatului de tăiere al cositorii C.P.M.-2,1 se desprind următoarele :

1. Recoltarea plantelor furajere în condițiile unei pierderi reduse de masă vegetală (înălțime mică a miriștei) este posibilă numai pentru deplasări ale cositorii, corespunzătoare unei curse a cuțitului de $h_m = 64$ mm.

2. Deplasarea $h_m = 64$ mm corespunde unei viteze în lucru a mașinii $v_m = 7$ km/h, viteză considerată mică pentru cositorile moderne.

3. Mărirea vitezei de lucru peste 7 km/h duce la creșterea înălțimii miriștei, iar producția și calitatea furajelor scad.

4. Productivitatea cositorii este mică din cauza vitezei de lucru scăzute.

5. Pentru creșterea productivității cositorii prin mărirea vitezei de lucru, în condițiile executării unei lucrări calitativ superioare se propune mărirea cursei cuțitului la $S' = 152{,}4$ mm și modificarea turației mecanismului de acționare în funcție de viteza mașinii.

Aceste modificări asigură :

a) Eliminarea defecțiunilor actuale apărute la aparatul de tăiere și la mecanismul de acționare al cositorii C.P.M.-2,1 în cazul vitezelor de lucru peste 7 km/h ;

b) Realizarea unui regim economic de funcționare caracterizat printr-un consum de energie corespunzător încărcării aparatului de tăiere pentru diferite viteze de lucru ale cositorii ;

c) Creșterea productivității cositorii cu aproximativ 60% prin mărirea vitezei optime de lucru de la $v_m = 1{,}96$ m/s la $v_m = 3{,}24$ m/s ;

d) Reducerea cheltuielilor pentru cositul plantelor furajere cu cca 37,5% prin creșterea productivității mașinii.

Considerațiile teoretice făcute în cuprinsul lucrării sînt originale. Pe baza acestora s-a stabilit legătura între elementele constructive și funcționale ale aparatului de tăiere cu cursă dublă în condițiile cele mai favorabile de lucru.

Rezultatele pot sta la baza proiectării aparatelor de tăiere cu cursă dublă.

BIBLIOGRAFIE

1. A. V. Krasnicenko, *Manualul constructorului de mașini agricole* vol. I, Editura Tehnică, București 1963 (p. 284—285).
2. M. N. Letoșnev, *Mașini Agricole* — Editura Agro-Silvică București 1959 (p. 348—358).
3. B. G. Turbin, *Selikohoziaistvenie mașinî* — Moskva 1963 (p. 250—251).

ИССЛЕДОВАНИЯ ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ РЕЗАННОГО АППАРАТА СЕНОКОСИЛКИ С.Р.М.—2,1

(РЕЗЮМЕ)

Работа нализирует возможности увеличения производительности сенокосилки С.Р.М.—2,1 в условиях осуществления резьбы высокого качества. Предлагается удвоение рейса ножа $S=152,4$ мм. и дальнейшее изменение оборота механизма действующго резанного аппарата в пределах 302—654 вращений/м которое обеспечивает использование высокой рабочей скорости до 11,60 км/час. Таким образом производительность растет с 60%, расходования для скошенных работ уменьшаются с 37,5%.

Сделанные теоретические рассмотрения оригинальны, они стоят в основе проектирования резанных аппаратов с двойным рейсом.

STUDIUM ZUR VERBESSERUNG DES SCHNEIDEWERKES AM MEHDRESCHER C.P.M.-2,1

(ZUSAMMENFASSUNG)

Das Studium über den Mehdrescher C.P.M.-2,1 analysiert die Leistungssteigerung durch die qualitative Verbesserung des Schneideverfahrens.

Die Verdoppelung des Messerhubes $S=152,4$ mm, die Regelung der Arbeitsumlaufzahl von 302—654 U/M, hebt die Arbeitsgeschwidigkeit auf 11,60 km/h. Dadurch wird die Leistung um 60% gefördert und die Arbeitskosten un 37,5% heruntergesetzt.

Auf Grund der originellen teoretischen Betrachtungen kann man den Entwurf eines Dappelhubschneidewerkes verwirklichen.

O METODĂ PENTRU DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A FORȚELOR DE REACȚIUNE ÎN REGIM DINAMIC DIN LAGARELE MOTOARELOR ELECTRICE MICI SUSPENDATE ELASTIC

DE

I. HAJDU, T. HERLESCU și I. DOBRE

1. INTRODUCERE

1.1. Cunoașterea forțelor de reacțiune, care apar în lagărele mașinilor în timpul funcționării lor în regim normal sau tranzitoriu, la sarcini constante sau variabile este necesară pentru proiectarea rațională a lagărelor și suporților de lagăr.

În cazul cînd sarcinile aplicate arborelui variază în timpul unui ciclu de funcționare atît ca mărime, cît și ca poziție în raport cu lagărele mașinii după o lege, care în general nu este cunoscută, valorile maxime ale reacțiunilor determinate printr-un calcul aproximativ pot diferi foarte mult de cele efective. În astfel de cazuri se impune deci determinarea lor experimentală.

1.2. Probleme de acest fel apar în special la mecanismele de centrifugare. Astfel, la o mașină de spălat fabricată în țară, un asemenea mecanism este compus, conform schemei din figura 1 dintr-un motor electric monofazat *a* cu axul vertical și coșul cilindric *c* din tablă perforată, fixat rigid de capătul consolei arborelui *b* al motorului. Pe același arbore mai este calat ventilatorul *d* și roata *e* a frînei.

Întregul mecanism este suspendat elastic de carcasa mașinii de spălat cu ajutorul inelelor de cauciuc *f*.

Datorită excentricității inevitabile a rufelor ude, cît și suspensiei elastice, în cursul centrifugării întregul mecanism execută o mișcare periodică însemnată. Din cauza complexității acestei mișcări și a instabilității poziției centrului de greutate a masei variabile a rufelor ude devine imposibilă determinarea prin calcul atît a forțelor de reacțiune din lagărele motorului electric, cît și a tensiunilor maxime ce se produc în arborele motorului.

1.3. În cadrul unei convenții de colaborare cu I.I.S. „Electromotor" Timișoara, autorii au determinat experimental tensiunile maxime din arborele centrifugii și

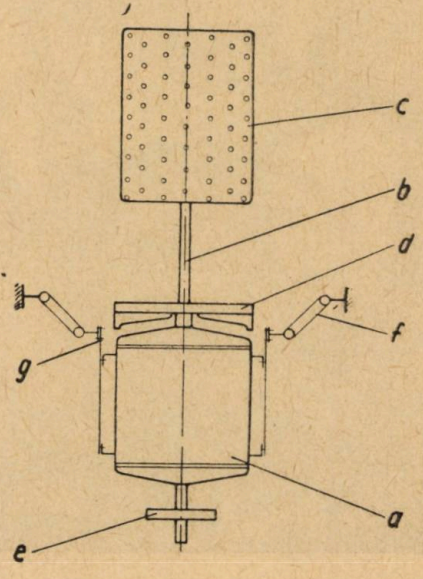


Fig. 1. Schema mecanismului de centrifugare.

forţele de reacţiune din lagăre, produse în cursul unor serii de centrifugări, elaborînd în acest scopt metodice şi dispozitive noi. Rezultatele obţinute au condus la reproiectarea arborelui centrifugii.

Metodica elaborată şi aplicată la determinarea experimentală a tensiunilor din arborele centrifugii a fost prezentată la cea de a V-a Conferinţă de sudură şi încercări de metale, din septembrie 1965 de la Timişoara [1], iar în lucrarea de faţă se prezintă metoda concepută şi folosită la determinarea forţelor de reacţiune din lagărele motorului electric al centrifugii în regim dinamic.

2. DISPOZITIVUL DINAMOMETRIC CONSTRUIT

2.1. În cazul cînd forţa aplicată este statică sau variază în timp cu o frecvenţă mică (sub 5 Hz), se folosesc în general dinamometre cu element elastic la care, deformaţia sub acţiunea forţei este indicată de un dispozitiv mecanic sau optico-mecanic, iar mărimea forţei se stabileşte din mărimea deformaţiei elastice produse, pe baza unei etalonări prealabile [2].

Dacă forţele de măsurat variază cu o frecvenţă mai mare, dinamometrele cu element elastic trebuie să fie de o construcţie rigidă, astfel ca frecvenţa lor proprie să fie superioară frecvenţei de variaţie a forţei. Măsurarea deformaţiilor elastice ale acestor dinamometre se realizează cu ajutorul unui microscop sau cu ajutorul traductorilor capacitivi, inductivi sau rezistivi. Sistemele din urmă permit înregistrarea variaţiei forţelor şi elimină o parte din dificultăţile de amplasare a dinamometrelor şi de citire a indicaţiilor la locul de măsurare, [3], [4], [5], [6].

Pentru măsurarea forţelor cu variaţii bruşte se utilizează dinamometre magnetoelastice sau piezoelectrice, la care forţa acţionează direct asupra elementului traductor. Ele se pretează în special la măsurarea forţelor mari, iar construcţia lor reclamă un anumit gabarit de amplasare, care nu poate fi asigurat în toate cazurile, [3], [5].

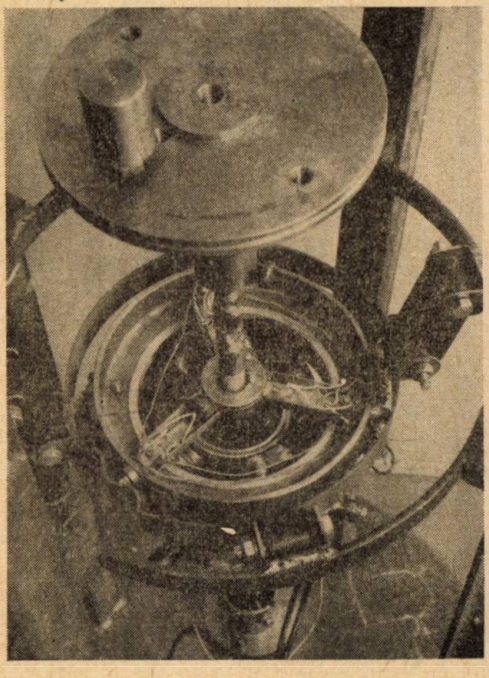


Fig. 2. Dispozitivul dinamometric în stare montată.

2.2. Pe baza acestor considerente pentru măsurarea forţelor de reacţiune în regim dinamic din lagărele motorului electric de antrenare al centrifugii — cu o greutate de 8,6 kgf — s-a conceput şi realizat un dispozitiv dinamometric special.

Fotografia din figura 2 prezintă o vedere de sus a motorului centrifugii — montat pe standul de probă — la care scutul suport original al lagărului superior s-a înlocuit cu dispozitivul dinamometric compus dintr-o coroană rigidă de oţel, fixată pe carcasa motorului, o bucşă pentru rulmenţi şi trei lame de oţel dispuse radial la 120°, care leagă articulat bucşa de coroană. Ancorarea centrică a bucşei cu rulmentul lagărului superior al motorului se asigură prin întinderea puternică a lamelor de oţel cu ajutorul unor şuruburi de întindere-reglare.

Pe lamele elastice ale dispozitivului dinamometric s-au fixat traductori rezistivi, care s-au legat prin cîte o punte electrotensometrică amplificatoare (de tip Hottinger KWS 5/II), la un aparat înregistrator rapid cu bandă de hîrtie (de tipul Helcoscriptor) cu 4 canale.

Pentru măsurarea forțelor de reacțiune din lagărul inferior s-a folosit un dispozitiv dinamometric similar cu cel descris, cu deosebirea că bucșa rulmentului a fost ancorată prin lamele de oțel direct de scutul suport inferior original al motorului. Lamele dispozitivului dinamometric inferior au fost dispuse în aceleași plane diametrale cu cele ale dispozitivului superior.

3. ETALONAREA DISPOZITIVELOR DINAMOMETRICE

3.1. În starea de repaos a motorului, forțele de întindere din lamele de oțel ale dispozitivelor dinamometrice sînt egale. În timpul rotirii centrifugii, vectorul forței de reacțiune produsă de forța centrifugă rezultantă, rotindu-se sinfazic cu aceasta, face ca peste valoarea forței de întindere inițială din lamele de oțel, să se suprapună o forță sinusoidal variabilă cu frecvența de rotație a rotorului, care se înregistrează prin intermediul traductorilor rezistivi lipiți pe lamele elastice.

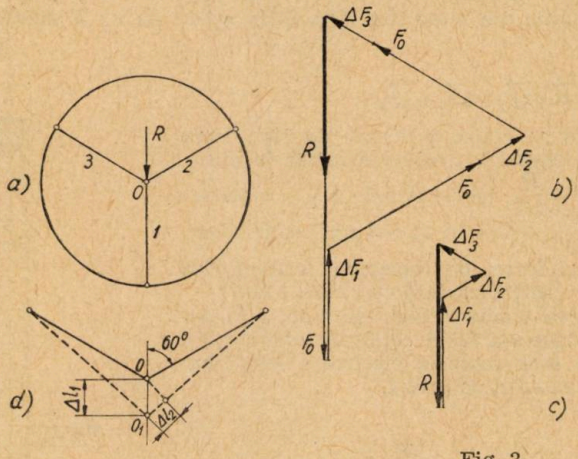


Fig. 3.

Se consideră situația reprezentată în figura 3 *a* din momentul în care vectorul forței de reacțiune este orientat după direcția lamei *1*. S-au făcut notațiile :

F_0 — forța de întindere inițială a lamelor elastice,
R — forța de reacțiune din lagăr în momentul considerat,
$-\Delta F_1$ — micșorarea forței de întindere din lama *1* sub acțiunea reacțiunii R,
$\Delta F_2 = \Delta F_3$ — creșterile forțelor de întindere din lamele *2* și *3* sub acțiunea lui R.

Din ecuația de proiecții pe verticală (fig. 3 *b* și 3 *c*) rezultă :

$$\sum v = R + (F_0 - \Delta F_1) - (F_0 + \Delta F_2)\cos 60° - (F_0 + \Delta F_3)\cos 60° = 0$$

sau :

$$R = \Delta F_1 + \Delta F_2 \cos 60° + \Delta F_3 \cos 60° = \Delta F_1 + \Delta F_2 \qquad (1)$$

Deoarece ancorarea bucșei rulmentului prin cele 3 lame elastice, reprezintă un sistem plan static nedeterminat ; pentru rezolvarea problemei se mai scrie încă o ecuație de deformație a lamelor elastice. Conform schemei din figura 3 *d* rezultă :

$$\Delta l_2 = \Delta l_1 \cos 60° = \frac{1}{2}\Delta l_1$$

sau

$$\Delta F_2=\Delta F_3=\frac{1}{2}\Delta F_1 \tag{2}$$

Din ecuația (1) rezultă atunci :

$$R=\Delta F_1+\frac{1}{2}\Delta F_1=1{,}5\Delta F_1 \tag{3}$$

$$\Delta F_1=\frac{R}{1{,}5}\,;\quad \Delta F_2=\frac{R}{3}\,. \tag{4}$$

Dacă forța R acționează după o direcție înclinată cu un unghi oarecare φ față de direcția lamei *1* (fig. 4 *a*) atunci se schimbă raportul dintre valorile variațiilor ΔF a forțelor de tensiune din lame (fig. 4 *b*). Și în acest caz va fi satisfăcută relația vectorială (fig. 4 *c*)

$$\vec{R}=\Delta\vec{F}_1+\Delta\vec{F}_2+\Delta\vec{F}_3$$

Cînd unghiul de rotire φ devine de 180°, forța R va produce în lama *1* o creștere a forței de întindere egală cu $\Delta F_1=\frac{R}{1{,}5}$, iar în lamele *2* și *3* o micșorare $\Delta F_2=\Delta F_3=\frac{R}{3}$. Astfel în cursul unei rotiri complete a vectorului forței de reacțiune R tensiunea din fiecare lamă elastică variază cu $2\Delta F_1=1{,}33\ R$.

3.2. Etalonarea traductorilor celor două dispozitive dinamometrice s-a făcut conform schemei din figura 5, în care scop motorul electric a fost fixat rigid de stîlpii ștandului de probă.

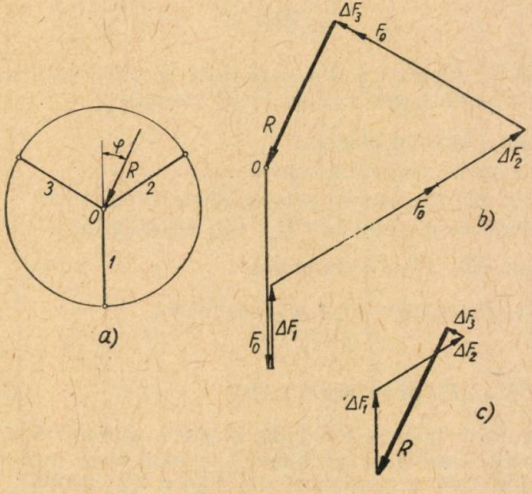


Fig. 4.

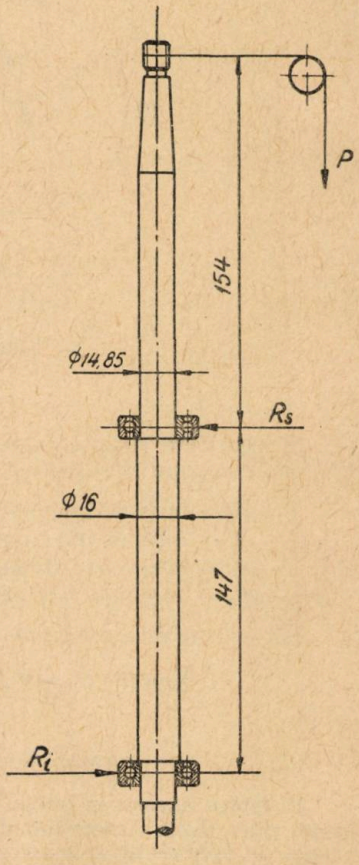


Fig. 5. Schema de încărcare a arborelui motorului pentru etalonarea traductorilor

Pentru fiecare încărcare, la capătul arborelui cu forțe orizontale P de 5, 10, 15, 20 și 25 kgf au fost înregistrate simultan la aparatul înregistrator, deviațiile corespunzătoare semnalelor furnizate de traductorii de pe acele lame elastice — ale celor două dispozitive dinamometrice — care au avut axele cuprinse în planul diametral al arborelui, în care s-a aplicat forța orizontală P.

Ținînd seama de distanțele de la forța P la cele două lagăre (fig. 5), pentru reacțiunea R_s din lagărul superior și R_i din lagărul inferior, se obțin în funcție de forța P, valorile :

$$R_s = \frac{154+147}{147} P = 2{,}05\, P\,; \qquad R_i = \frac{154}{147} P = 1{,}05\, P\,. \tag{5}$$

În figura 6 s-au reprezentat curbele de etalonare statică. Pentru amplificarea folosită au rezultat următoarele valori ale variației forțelor de reacțiune corespunzătoare unei deviații de 1 mm pe curba înregistrată :

$$\Delta R_s = 4{,}2 \text{ kgf/mm}\,; \quad \Delta R_i = 3{,}1 \text{ kgf/mm}$$

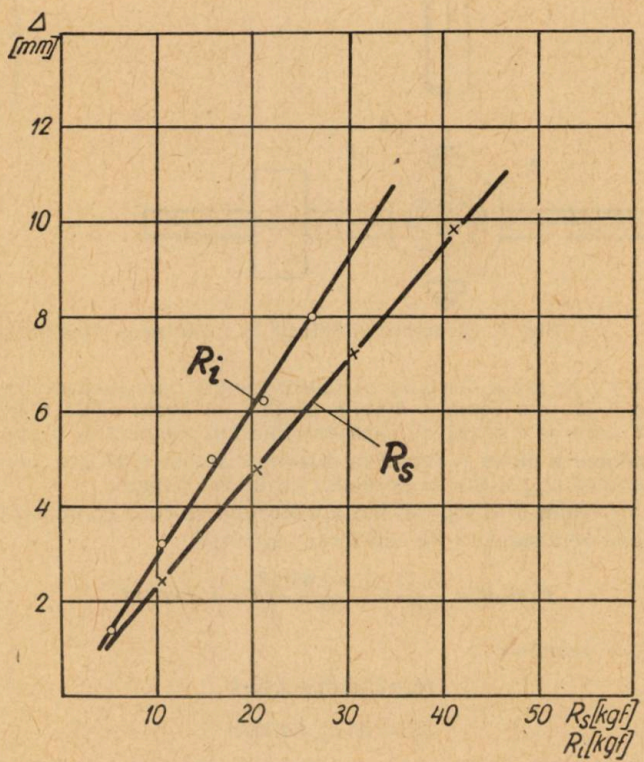


Fig. 6. Curbele de variație ale deviațiilor înregistrate pentru mărimile R_s și R_i în funcție de forțele aplicate la etalonare.

4. DETERMINAREA REACȚIUNILOR DINAMICE DIN LAGĂRE LA MOTORUL ELECTRIC FIXAT RIGID ȘI LA CEL SUSPENDAT ELASTIC

4.1. Avantajul suspensiei elastice a mecanismului de centrifugare în mașina de spălat rufe, față de montajul rigid, constă în reducerea importantă a solicitărilor arborelui, a forțelor de reacțiune, cît și a vibrațiilor întregii mașini pentru o forță centrifugă dată.

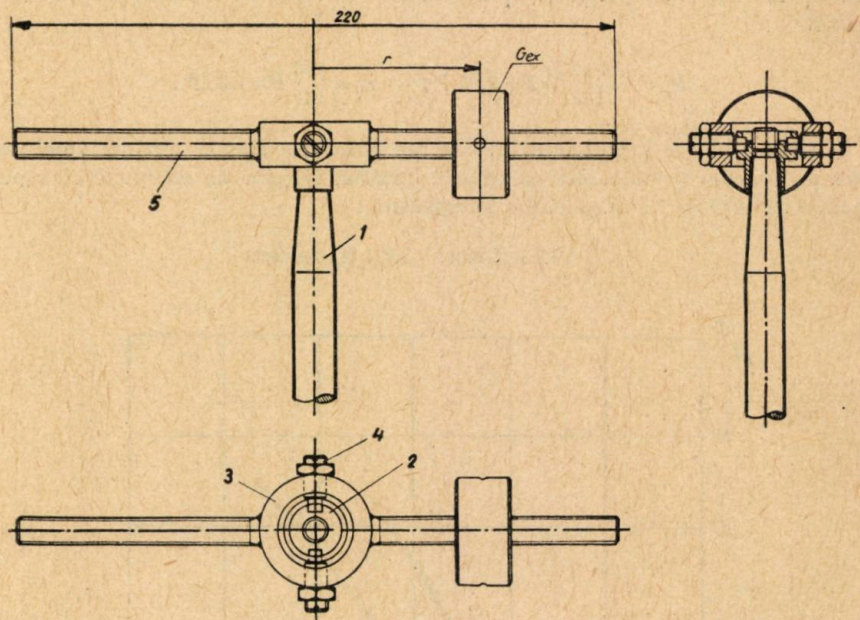


Fig. 7. Dispozitivul folosit la încărcarea dinamică.

4.2. În figura 7 se arată dispozitivul folosit pentru realizarea de forțe centrifuge, de diferite valori. El este compus dintr-o pîrghie cu brațe egale *5* legată articulat de bucșa *2* prin care se fixează de capătul arborelui motor *1* și o greutate G_{ex} cu gaură filetată, pentru a putea fi fixată la diferite distanțe r de axa motorului. Dispozitivul, fără greutatea G_{ex} a fost în prealabil echilibrat dinamic.

La turația de regim n=1 460 rot/min a motorului electric greutatea G_{ex}=0,172 kgf produce, în funcție de distanța r (în cm) forța centrifugă :

$$P_c = m\omega^2 r = \frac{0{,}172}{981}\left(\frac{3{,}14 \cdot 1\,460}{30}\right)^2 r = 4{,}10 \cdot r \text{ kgf} \tag{6}$$

respectiv forțele de reacțiune :

$$R_s = 2{,}05\, P_c = 8{,}40 \cdot r$$

$$R_i = 1{,}05\, P_c = 4{,}30 \cdot r.$$

În diagrama din figura 8, linia dreaptă (1) reprezintă variația forței de reacțiune dinamică R_s din lagărul superior în funcție de distanța r a greutății G_{ex}, determinată prin calcul cu formula (6). Curba (2) a fost trasată — ținînd seama de scara de etalonare — pe baza a două serii de măsurători înregistrate în cursul încercărilor pe banda de

hîrtie, pentru diverse distanțe r ale greutății G_{ex}, motorul electric fiind fixat rigid de stîlpii standului de probă. Curba (3) s-a obținut din măsurătorile efectuate în același fel, pentru motorul electric suspendat elastic cu ajutorul inelelor de cauciuc.

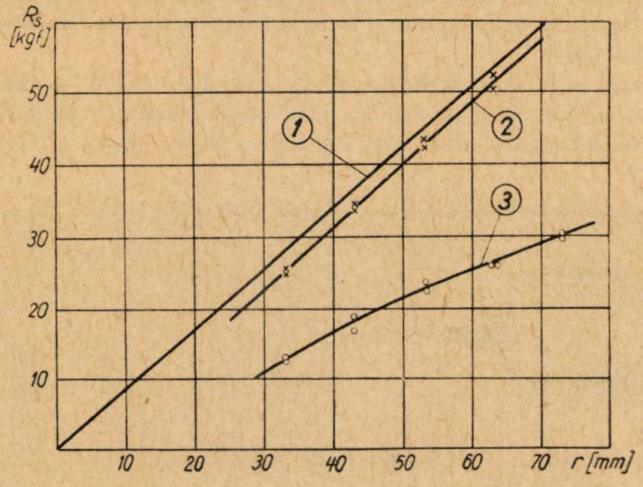


Fig. 8. Diagrama de variație a forței de reacțiune R_s în lagărul superior al motorului.

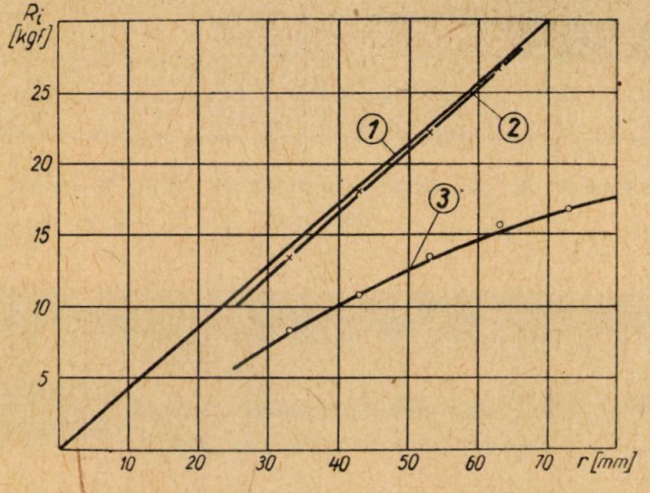


Fig. 9. Diagrama de variație a forței de reacțiune R_i în lagărul inferior al motorului.

În figura 9, cele trei curbe similare corespund variației forței de reacțiune R_i din lagărul inferior.

Din compararea curbelor din figurile 8 și 9, rezultă că atît în cazul reacțiunilor din lagărul superior, cît și a celor din lagărul inferior, curbele experimentale (2) și (3) au ordonatele mai mici decît curbele teoretice (1). Cele ale curbei (2) sînt cu cca 7,5 %

mai mici la reacțiunea R_s și cu 4% la reacțiunea R_l. Ordonatele curbei ③, corespunzătoare reacțiunii R_s sînt cu 50...55% mai mici, iar cele ale reacțiunii R_l cu 40...45%, decît cele ale curbelor teoretice ①. Aceasta dovedește în mod neîndoios, efectul foarte însemnat de micșorare a solicitării lagărelor, datorită suspensiei elastice a motorului centrifugii.

Valorile mai mici ale reacțiunilor în cazul fixării „rigide" a motorului în comparație cu valorile teoretice, se explică prin faptul că stîlpii standului de probă — de care s-a fixat motorul — sînt elastici și nu au putut asigura o rigidizare perfectă.

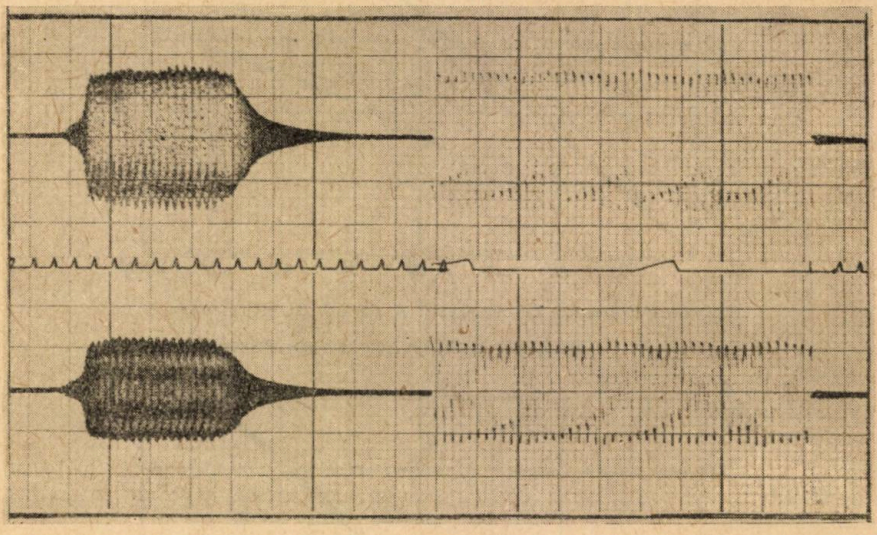


Fig. 10. Curbele de variație ale mărimilor R_s și R_l în cursul unei încercări dinamice.

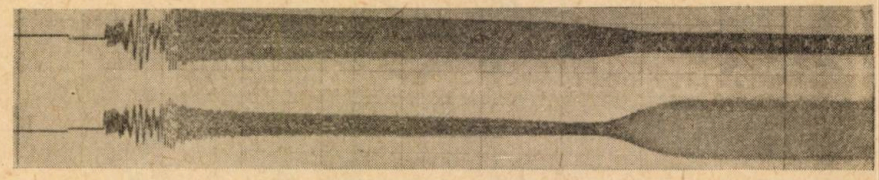


Fig. 11. Curbele de variație ale mărimilor R_s și R_l, înregistrate în regimul tranzitor de pornire la o centrifugare de rufe ude.

Figura 10 reprezintă curbele de variație corespunzătoare mărimilor R_s și R_l înregistrate pe banda de hîrtie milimetrică în cursul unei încercări dinamice efectuate cu G_{ex} la distanța r=43,1 mm în cazul fixării rigide a motorului electric, iar în figura 11 se redau curbele de variație ale acelorași mărimi obținute în cursul unui ciclu de centrifugare cu rufe unde, mecanismul de centrifugare fiind suspendat elastic.

5. CONCLUZII

5.1. Pentru măsurarea forțelor de reacțiune în regim dinamic din lagărele motoarelor electrice mici suspendate elastic s-a conceput și realizat un dispozitiv dinamometric cu traductori rezistivi. Piesele componente ale dispozitivului avînd o greutate neglijabilă față de ceea a motorului nu influențează sensibil parametrii mișcării acestuia.

5.2. Din măsurarea reacțiunilor dinamice din lagărele motorului unei centrifuge, produse de mase excentrice în rotație, în cazul suspensiei elastice a motorului au rezultat reacțiuni cu 40...50% mai mici decît cele măsurate în cazul fixării rigide a motorului.

BIBLIOGRAFIE

1. Herlescu T., Hajdu I., Mețiu I., Dobre I., Măsurători electrotensometrice la unele piese de mașini în regim dinamic. (Lucrările celei de a V-a conferințe de sudură și încercări de metale. Partea III-a Timișoara, 1966).
2. Rațiu M., Popescu P., *Tehnica măsurării forțelor*, Editura didactică și pedagogică, București 1964.
3. Nicolau Th., și colab., *Măsurători electronice în industrie*, Editura tehnică, București, 1964.
4. Turicin A. M., *Măsurarea electrică a mărimilor neelectrice*. Editura tehnică, București, 1957.
5. Buzdugan Gh., *Măsurarea vibrațiilor mecanice*. Editura tehnică București, 1964.
6. Siebel E., Ludwig N., *Die Prüf- und Messeinrichtungen*, II Auflage Springer, 1958.

МЕТОД ОПЫТНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕАКЦИЙ В ДИНАМИЧЕСКОМ РЕЖИМЕ ПОДШИПНИКОВ МАЛЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ УПРУГО ПОДВЕШЕННЫХ

(РЕЗЮМЕ)

У некоторых стиральных машин механизм для создания центробежных сил имеет вертикальный вал пруго подвешенный к кожуху машины. Опытное определение максимальных реакций появлящихся в подшипниках двигателя практически невозможно из за сложного механизма и неустойчивости центра ведомой переменной массы.

В работе приводится динамометрическое приспособление применяемое с успехом для определения реакций в подшипниках электродвигателя центрифуги. Определение основывается на измерении электротенсиометрическим путем переменных составляющих реакций по трем направлениям из опорной плоскости составляющим между собой угол в 120°.

EINE METHODE FUR DIE BESTIMMUNG DURCH VERSUCHE DER REAKTIONSKRAFTE IM DYNAMISCHEN REGIM DER KLEINEN, ELEKTRISCHEN, ELASTISCH ANGEBRACHTEN MOTORENLAGER

(ZUSAMMENFASSUNG)

Bei einigen Typen von Waschmaschinen hat der Schleudermechanismus eine vertikale Achse und ist elastisch am Maschinengehause aufgehangt. Die Bestimmung durch Berechnung der höchsten Reaktionskräfte, welche in den Lagern der Antriebsmotoren des Schleudermechanismus erscheinen, ist praktisch unmöglich wegen der komplexen Bewegung des Mechanismus und der Unbeständigkeit der Lage des Zentrums der veräderlichen Antriebsmasse.

Die Arbeit stellt ein dynamometrisches Gerät von einer originellen Konstruktion vor, das mit Erfolg benützt wurde bei der Bestimmung der Reaktionskräfte in den Lagern eines elektrischen Antriebsmotors einer solchen Schleuder. Die Bestimmung stutzt sich auf die Messung auf Wege.

STUDIUL RIGIDITĂȚII ANSAMBLULUI CĂRUCIOR AL STRUNGULUI SN-400 (NOTA I)

DE

GH. SAVII, M. ȘELARIU, I. VUCU, I. POP, I. DEMIAN

1. INTRODUCERE

Mașinile-unelte în procesul de prelucrare formează un sistem elastic, mașină-dispozitiv-piesă-sculă, sistem care sub acțiunea forțelor de așchiere suferă deformații în raport cu valoarea forțelor și cu rigiditatea sistemului.

Dintre deformațiile care apar în procesul de prelucrare, interesează acelea care se reflectă direct asupra preciziei de prelucrare și asupra apariției fenomenului de vibrații [5]. Importanța mare a rigidității rezidă și din faptul că prin ea este influențată și productivitatea mașinilor-unelte. Aceste motive fac ca pe plan mondial, uzinele constructoare de mașini-unelte să se preocupe continuu de mărirea rigidității acestora. Și uzinele constructoare de mașini-unelte din țara noastră, printre care și uzina Strungul Arad — se preocupă permanent de studierea posibilităților de îmbunătățire a rigidității mașinilor-unelte fabricate.

Pentru îmbunătățirea rigidității mașinilor-unelte în general este important în primul rînd, să se determine rigiditatea ansamblelor mașinei, apoi a elementelor componente ale acestora pentru a depista care elemente conduc la micșorarea rigidității.

Imbunătățirea caracteristicilor strungului paralel are o importanță deosebită, cunoscînd că acesta are posibilitatea unei folosiri intensive și multilaterale. El poate fi utilizat cu rezultate suficient de bune și în condiții grele de lucru.

Se poate aminti că cu toată dezvoltarea mașinilor-unelte automate, cu comenzi numerice ș. a., strungul normal continuă să-și mențină nivelul de răspîndire în industrie [7], aducîndu-i-se permanent îmbunătățiri constructive.

În această primă notă se prezintă, pe baza a numeroase măsurători efectuate la un lot de strunguri, rezultatele studiului făcut asupra rigidității ansamblului cărucior.

2. METODA DE LUCRU FOLOSITĂ

2.1. Dispozitivul de lucru

În scopul studierii rigidității statice și dinamice a unor subansamble sau ansamble ale strungului, s-a proiectat și executat un dispozitiv prin care să se poată realiza încărcarea sistemului cu forțe a căror componente să corespundă cît mai apropiat de componentele care apar în procesul de așchiere. În figura 1, este prezentat dispozitivul construit.

Pentru efectuarea încercărilor de rigiditate statică sau dinamică, dispozitivul se fixează cu un con morse în alezajul arborelui-principal al strungului, iar prin inter-

mediul şurubului *4*, se realizează tensionarea inelului dinamometric cu forţă dorită. Rezultanta forţei de aşchiere este transmisă sistemului, prin intermediul cuţitului cu bilă *1*. Dispozitivul permite prin variaţia înclinării corpului încărcarea cu forţe rezultante de aşchiere, pînă la 2 000 kgf, cu un raport între componentele P_z şi P_y, de la 0 la ∞. Printr-o uşoară modificare constructivă, dispozitivul permite crearea şi aplicarea componentei P_x, prin înclinarea dinamometrului faţă de planul *yoz*. Suportul *3*, împiedică rotirea dispozitivului datorită acţiunii greutăţii proprii şi în acelaşi timp, permite citirea poziţiei dispozitivului. Modificarea poziţiei dispozitivului se face

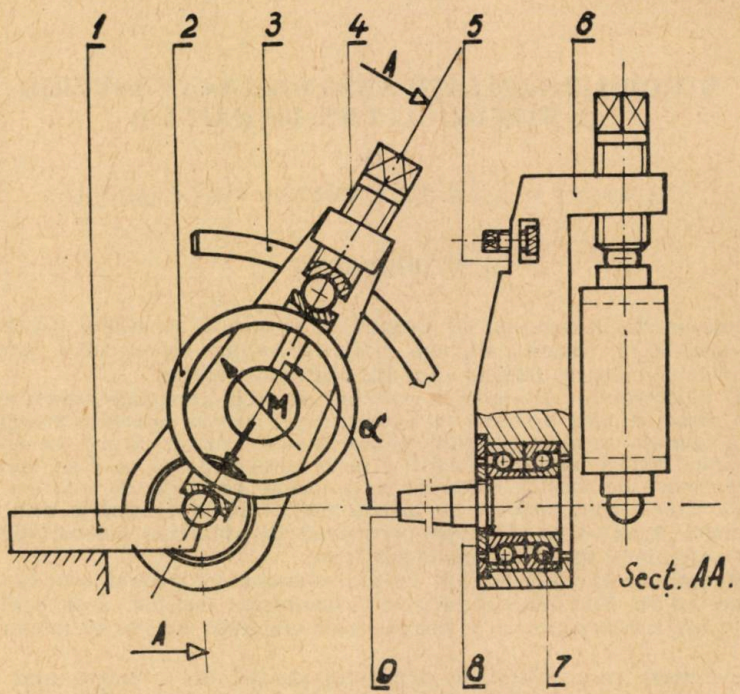


Fig. 1.

uşor datorită aşezării corpului pe dornul conic prin intermediul rulmenţilor cu bile. Dispozitivul este prevăzut cu rulmenţi cu bile de o rigiditate mare pentru a permite determinarea şi a rigidităţii dinamice printr-o metodă directă neaplicată pînă în prezent.

Pentru determinarea rigidităţii strungurilor în timpul funcţionării se folosesc deobicei metodele clasice ale strunjirii în trepte şi ale strunjirii excentrice. [2], [4], [6].

Noua metodă preconizată prezintă unele avantaje dintre care se amintesc:

a) Pentru modificarea mărimii componentelor forţelor de aşchiere şi a raportului dintre acestea, nu e necesară schimbarea caracteristicilor geometrice ale cuţitului şi regimului de aşchiere, ci numai a înclinaţiei braţului şi a tensiunii şurubului de presiune, operaţii ce se pot executa uşor chiar în timpul mersului. În acest fel consumul de material inerent metodelor clasice, este nul în cazul utilizării metodei directe, iar durata încercărilor se reduce foarte mult.

b) Precizia determinării rigidităţii în cazul metodelor clasice depinde de rigiditatea dispozitivului. Întrucît rigiditatea acestora nu poate fi infinit de mare, rezultă că nici precizia dispozitivelor nu este maximă. În cazul metodei directe precizia determinării rigidităţii nu depinde de rigiditatea dispozitivului, ci numai de precizia etalonării inelului dinamometric şi aparatelor de măsură a deplasărilor lineare.

c) Spre deosebire de metodele clasice unde valorile componentelor forțelor de așchiere se cunosc doar aproximativ (calculate analitic), metoda permite cunoașterea valorii reale a componentelor forței de așchiere.

Pe lîngă avantajele arătate este necesar să se arate că apar și dezavantaje. Astfel din cauză că prin construcția lor rulmenții prezintă bătăi radiale este necesar a se folosi rulmenți de o înaltă precizie. Dar și în acest caz, se poate conta pe o mică bătaie. Considerăm că folosind rulmenți de precizie înaltă, cu o strîngere corespunzătoare se poate reduce bătaia sub 10 μm. Existența unei astfel de bătăi radiale va provoca de fapt în procesul de măsurare apariția unor forțe pulsatorii care se vor suprapune forțelor de apăsare produse prin dispozitiv. Faptul că și în procesul de așchiere apar forțe pulsatorii, considerăm că încercarea se apropie mai mult de realitate. De asemeni la încercări de înaltă precizie se poate ușor măsura, care este influența eventualului joc din dispozitiv și astfel să se țină seama la rezultatele măsurătorilor.

2.2. Măsurători

În cele ce urmează se prezintă metoda de încercare folosită pentru determinarea rigidității ansamblului cărucior. Deoarece ne-am propus să determinăm influența elementelor componente a ansamblului căruciorului asupra rigidității totale a acestuia, s-a folosit pentru investigații metoda statică prin care se poate determina rigiditatea fiecărui element în parte. [1].

În figura 2. sînt arătate elementele componente principale ale căruciorului, acestea sînt : *1* — port-cuțit ; *2* — sanie intermediară ; *3* — placă turnantă ; *4* — sanie transversală și *5* — sanie longitudinală.

Determinarea deplasărilor liniare ale elementelor componente ale ansamblului cărucior, s-a făcut cu ajutorul unor comparatoare montate pe suporți, cu precizie de măsurare de 1 μm. Schema de montare a comparatoarelor de măsurare este arătată în figura 3.

Pentru a nu introduce deplasări nespecifice condițiilor normale de lucru și deci pentru a nu obține date eronate privind valoarea rigidității, s-au luat următoarele măsuri :

— efectuarea reglării jocurilor între suprafețele de ghidare a săniilor, după prescripțiunile de funcționare în condiții optime ;

— ungerea suprafețelor în frecare s-a păstrat semi-uscată ;

— încărcarea sistemului la diverse mărimi ale forțelor s-a făcut cu o viteză mică și constantă de-a lungul întregului șir de măsurători.

Încărcarea sistemului s-a făcut cu valori ale rezultatei forței de așchiere $R<350$ kgf, deoarece experiențele au fost efectuate în ipoteza lucrărilor de finisare.

Cunoscut fiind faptul că rigiditatea depinde de raportul dintre componentele de așchiere, s-au făcut măsurători privind variația rigidității în funcție de aceste rapoarte (v. fig. 1. unghiul α). Rezultatele măsurătorilor se dau în diagrama din fig. 4.

Din această diagramă se poate observa că rigiditatea maximă corespunde unui unghi, (între direcțiile rezultantei forței de așchiere și componența P_y) de $\alpha=64°$, care a fost găsit prin tatonare.

Conform normelor privind încercarea la rigiditate a mașinilor-unelte s-au făcut măsurători pentru unghiul α de 60°. Rezultatele măsurătorilor se dau în fig. 5.

Este cunoscut că deplasarea totală a unui ansamblu este dată de suma deplasărilor relative ale elementelor componente, situație redată în fig. 6.

Din fig. 6, se poate scrie că :

$$y_s=y_{1/5}=y_{4/5}+y_{3/4}+y_{2/3}+y_{1/2} \tag{1}$$

și

$$y_{2/5}=y_{4/5}+y_{3/4}+y_{2/3}. \tag{2}$$

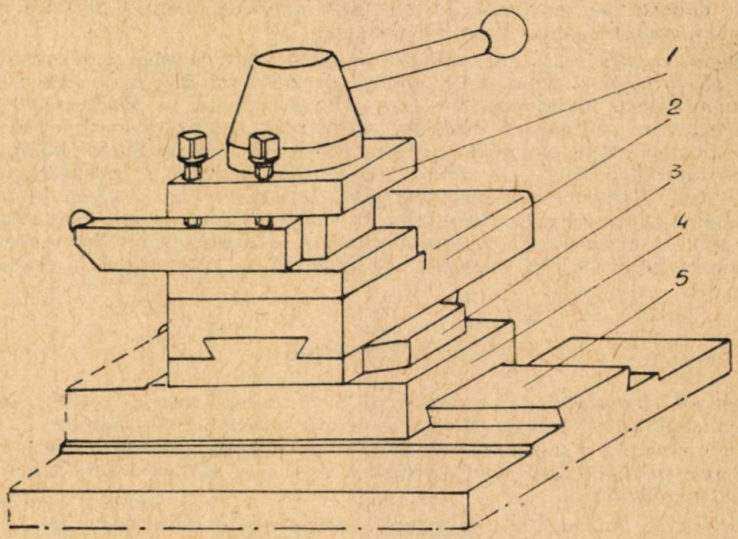


Fig. 2.

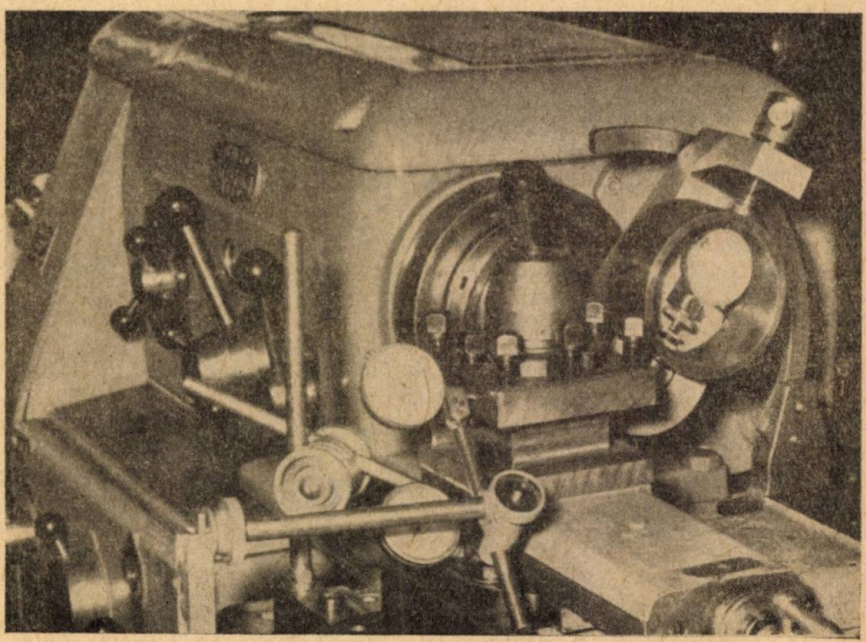


Fig. 3.

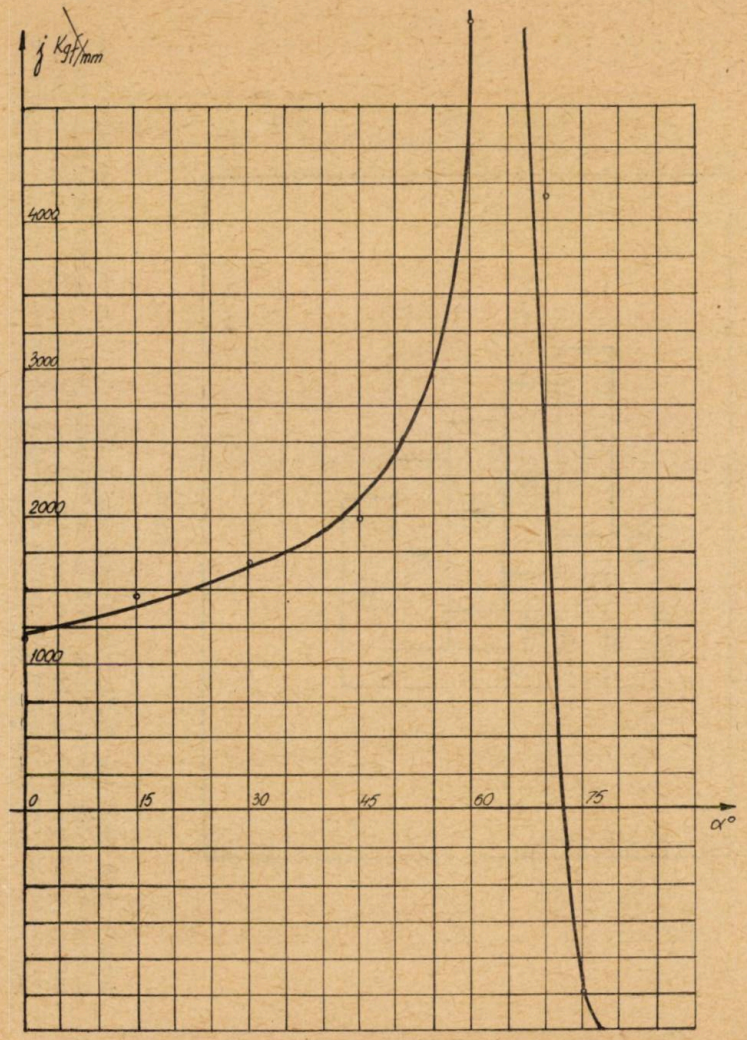

j Kgf/mm
4000
3000
2000
1000
0
15
30
45
60
75
α°

Fig. 4.

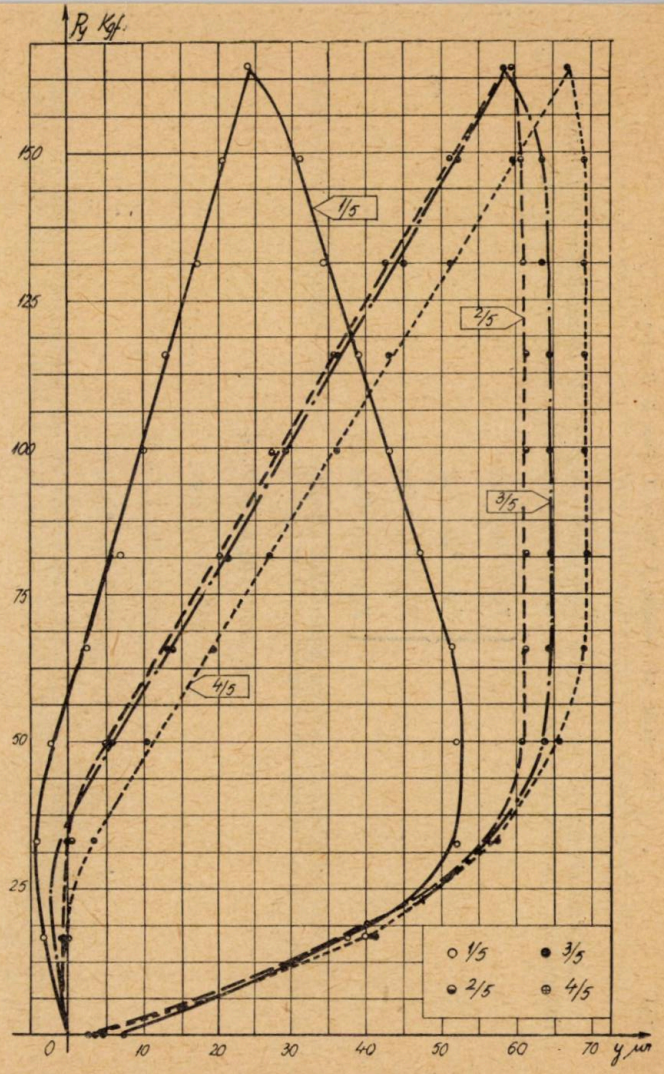

Ry Kgf.
150
125
100
75
50
25
1/5
2/5
3/5
4/5
0
10
20
30
40
50
60
70
y µm

Fig. 5.

Scăzînd pe (2) din (1), rezultă deplasările relative ale elementelor în funcţie de deplasările absolute, care permit determinarea rigidităţii absolute a elementelor.

$$\begin{cases} y_{1/5}-y_{2/5}=y_{1/2} \\ y_{2/5}-y_{3/5}=y_{2/3} \\ y_{3/5}-y_{4/5}=y_{3/4} \\ y_{4/5}-y_{5/0}=y_{4/5} \end{cases} \tag{3}$$

În mărimi absolute pentru ansamblul cărucior, situaţia deplasărilor se prezintă ca în fig. 7, şi au următoarele valori pentru P_y=149 kgf.

$$y_{1/2}=51-20{,}3=30{,}7\ \mu m$$

$$y_{2/3}=52-51=1\ \mu m$$

$$y_{3/4}=59{,}7-52=7{,}7\ \mu m$$

$$y_{4/5}=59{,}7-0=59{,}7\mu m.$$

Rezultă că elementul cu cea mai mică rigiditate este elementul *4*, urmat în ordine de elementele *1 ; 3 ; 2 ;* care din totalul deplasărilor reprezintă respectiv : 60% ; 31% ; 8% şi 1%.

Deplasarea elementului *1* faţă de elementul *5*, la încărcarea sistemului cu diferite forţe se face ca în figura 5 (curba *1/5*). Se observă că la început pe măsură ce

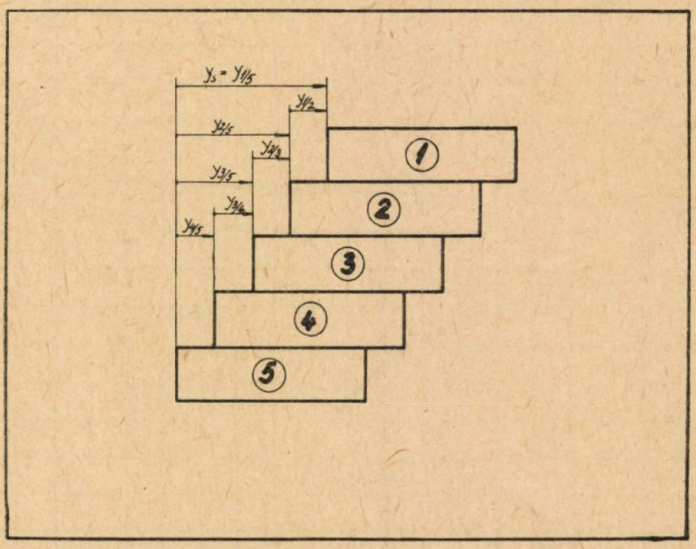


Fig. 6.

forţa creşte, creşte şi deplasarea elementului *1* faţă de *5*. La descărcarea progresivă a sistemului, deşi forţa scade, pînă la un moment dat, deplasarea creşte în continuare. Acest fenomen se datoreşte faptului, că la început, odată cu creşterea forţei ce solicită sistemul, creşte şi deplasarea relativă a diferitelor elemente în raport cu elementul *5*. Elementul *4* şi odată cu el toate elementele care urmează, suferă defor-

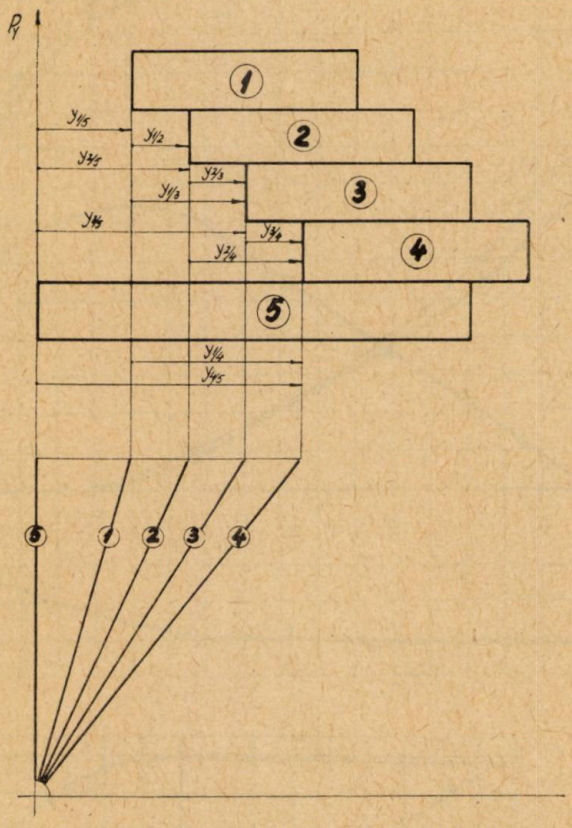


Fig. 7.

mații elastice (deplasări și rotiri), și de contact, a căror alură este redată în figura 5. La descărcarea sistemului, elementele cu o comportare mai redusă la rigiditatea de încovoiere, dar cu o rigiditate mai bună decît al elementului *4*, revin mai repede în poziția inițială în timp ce elementul *4* a cărui rigiditate este mult mai slabă, continuă să rămînă deplasat pînă la o anumită valoare a solicitărilor.

S-a verificat practic această ipoteză, făcînd măsurători simultane ale deplasării elementului *1* față de *5*. Pentru a stabili caracterul deformațiilor la elementele amintite, s-a încărcat sistemul cu forțe pînă la R=900 kgf. Rezultatele măsurătorilor sînt date în figura 8. Din această figură, rezultă că pînă la aproximativ R=400 kgf deformațiile preponderente sînt cele de contanct, iar peste această valoare apare o deformație puternică numai la elementul *4*.

Aanalizînd cauzele care determină la unele elemente deformații mai mari, deformații care influențează defavorabil valoarea rigidității întregului ansamblu, s-a constatat în perioada încercărilor că aceasta poate proveni din cauza unor deficiențe de asamblare, reducîndu-se astfel în mod substanțial și rolul funcțional al unor piese. După remedierea acestor inconveniente în cazul considerat mărimea deformației elementului *4*, a scăzut de aproximativ 8 ori, contribuind în felul acesta la îmbunătățirea cifrei de rigiditate a ansamblului studiat. Această situație este redată în diagrama din fig. 9, unde după cum se vede alura curbelor *4/5* ; *3/5* și *2/5*, sînt asemănă-

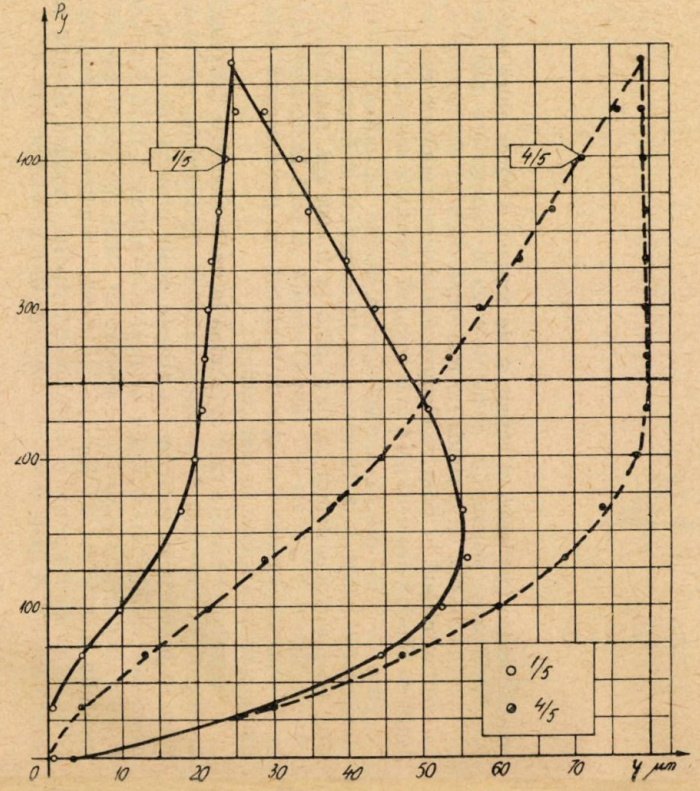

Py
1/5
4/5
400
300
200
100
0
10
20
30
40
50
60
70
y μm
1/5
4/5

Fig. 8

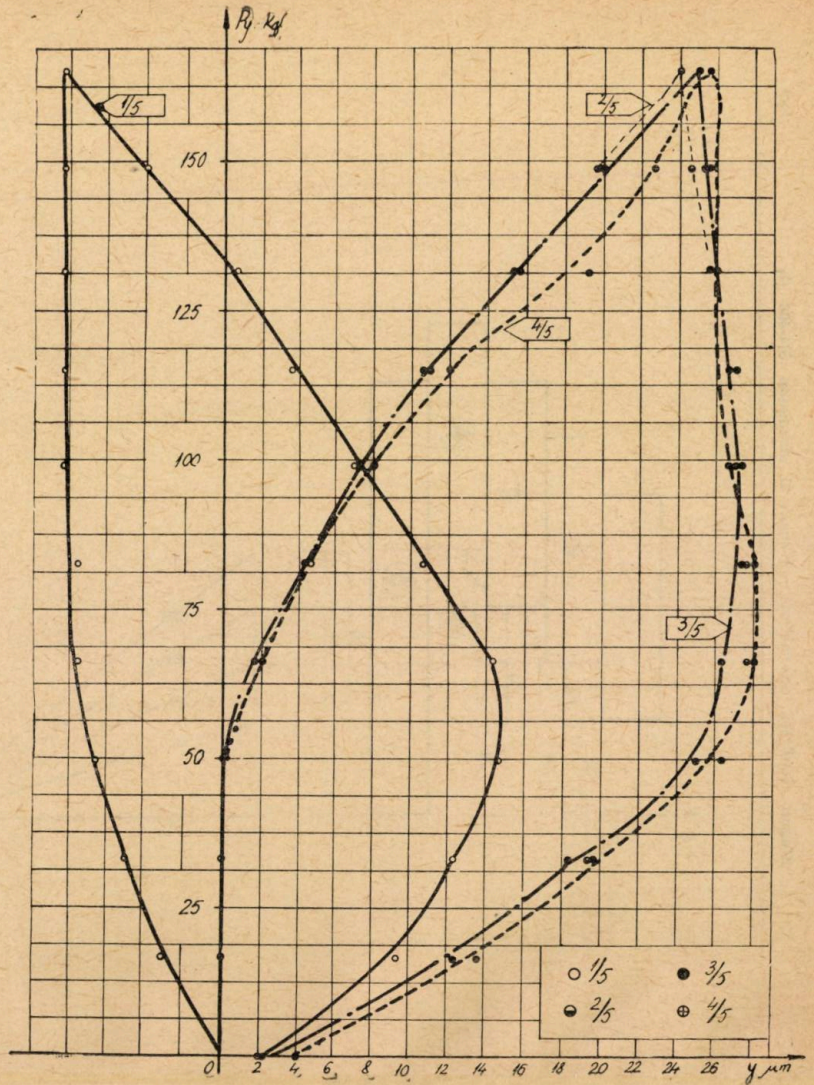

Py kg
1/5
2/5
4/5
3/5
150
125
100
75
50
25
0
2
4
6
8
10
12
14
16
18
20
22
24
26
y μm
1/5
3/5
2/5
4/5

Fig. 9

toare și cu valori foarte apropiate. Se constată că elementele *2* și *3* au în continuare o rigiditate bună, suferind doar mici deplasări de rotație în planul *yoz*, iar elementul *4* continuă să aibă o deformație de aproximativ 25 μm.

Este de remarcat că, diferența relativă a deformațiilor elementului *4* față de *1* se păstrează, însă deformațiile elementului *1*, au trecut în domeniul deformațiilor negative datorită rotației elementului *1* în planul *yoz*, și îmbunătățirii situației elementului *4*. Această situație a prezenței deformației în două sensuri după direcția *oy*, are rezultat favorabil în bilanțul rigidității ansamblului.

3. CONCLUZII

1. Metoda directă preconizată permite determinarea rigidității statice a diverselor ansamble și subansamble ale strungurilor. Datorită avantajelor ce le prezintă față de alte metode, dă posibilitatea stabilirii ușoare a legăturii ce există între rigiditatea statică și cea dinamică .

2. Determinarea rigidității dinamice, după metoda utilizată se face fără consum de material și într-un timp relativ scurt.

3. Dispozitivul pentru încărcare cu forțe a sistemului este de construcție simplă, manevrarea sa este ușoară și rapidă, permițînd o gamă largă de reglare.

4. Valoarea rigidității totale a ansamblului cărucior ($R_{csc} = P_y/y = 166/0{,}034 = 4\,882$ kgf/mm), dovedește că acest ansamblu are o comportare la rigiditate relativ bună, concluzie reeșită și cu ocazia măsurătorilor pe un număr de 4 strunguri, cînd s-a folosit metoda strunjirii excentrice.

5. Determinarea rigidității ansamblelor strungurilor pornind de la determinarea rigidităților elementelor componente a acestora, permite descoperirea elementului celui mai puțin rigid și luarea măsurilor corespunzătoare de îmbunătățire.

6. Măsurătorile și calculele efectuate arată că la ansamblu cărucior al strungului SN-400, există rezerve importante de îmbunătățire a cifrei de rigiditate. Aceste rezerve sînt constituite din :

— reglaj necorespunzător a jocurilor între suprafețele de ghidare ;

— modul de ungere, care se recomandă să fie semiuscat ;

— forma constructivă actuală a port-cuțitului, permite existența deplasărilor de valoare importantă.

O parte din aceste probleme depind de uzina constructoare, care în urma sesizărilor colectivului, a trecut la reproiectarea unui tip nou de port-cuțit, acordă o atenție sporită lucrărilor de montaj, etc. O altă parte din problemele amintite la ultimul punct depind de modul de reglare, ungere, manevrare, — într-un cuvînt de modul de exploatare a strungului — care efectuate conform cerințelor tehnice, vor duce la îmbunătățirea rigidității acestui ansamblu al strungului.

BIBLIOGRAFIE

1. Sokolovschi A. P., *Precizia prelucrării mecanice și metodele de mărire a ei.* Trad. din l. rusă. Ed. Tehnică 1954 p. 25—37.
2. Levin Z. M., Calculul deform. de contact al ghidajelor. Rev. Stanchi i instrument nr. 1/1965 p. 7. 14.
3. Reșetov D. N. și Levina Z. M., Calculul maș.-unelte cu privire la rigiditatea de contact. Rev. Maș. Un. și Scule nr. 1/1951 p. 1—12.
4. Elekes C. și Palla I., Asupra determinării rigidității statice și dinamice a strungului. Rev. Construcții de Mașini nr. 7/1964 p.
5. Satel E. S. și Produraev V. H., Cu privire la problema sensului fizic al noțiunii de rigiditate tehnologică a sist. maș-unelță-piesă-sculă. Rev. Maș. Un. și scule nr. 5 1955 p. 1—9.
6. Alexeev E. G., Problema rigidității mașinilor-unelte. Rev. Maș. Un. și scule nr. 3/1952 p. 26—34.
7. Le Lan A., Le Maschine outil française 30 nr. 210. VI—1965 p. 103—111.

ИЗУЧЕНИЕ ЖЕСТКОСТИ УЗЛА ТЕЛЕЖКИ ТОКАРНОГО СТАНКА SN-400

(РЕЗЮМЕ)

В работе, на основании соглашения с Арадским станкостроительным заводом, изыскивается метод для определения статической и динамической жескости различных узлов токарного станка SN—400 и возможности ее улучшения.

Для облегчения определения жесткости узлов станка было спроектировано, построено и испытано устройство для силового испытания системы, которым легко управлять и которое дает широкие возможности регулировки величины и соотношения составляющих сил резания.

Для начала была изучена месткость узла тележки. Был установлен метод определения жесткости позволяющий нахождение найменее жестких элементов, путем проведения измерений до и после принятия некоторых мер для улучшения узла.

Результаты измерений и выводы находятся в работе, а результаты интересующие завод, были посланы для их практического применения

SUR LA RIGIDITÉ DU CHARIOT DU TOUR SN-400

(RÉSUMÉ)

Dans cet ouvrage, par une convention avec l'usine du tours Arad, se propose de chercher une méthode pour determiner la rigidité statique et dinamique de diverses ansambles du tour SN-400 et la posibilitation de bonifier a celui-ci.

Pour une faible determination de la rigidité des ansambles du tour nous avons projeté, executé, et essayé un dispozitif pour essai par force le sisteme, cette methode a preuvé qu'élle est tres faible de manipuler et avec grandes posibilités de reglage de la grandeure et du raport des componentes des forces de coupé.

Pour la comence on a etudié la rigidité d'ansamble du chariot.

Nous avons etabli une methode de determiner la rigidité qui a permi la depisstation des élements moins rigids, par efectuation de mésures avant et apres de quelques mésures de bonifier.

Les rezultates des mesures et les conclusions se trouvent dans set ouvrage, et pur la pratique industriale nous avons émetté a l'usine.

ASUPRA PIERDERILOR SUPLIMENTARE DIN MAȘINILE DE INDUCȚIE

DE

I. BABUȚIA

1. INTRODUCERE

La încercările de tip ale motoarelor asincrone din producția curentă se constată apariția unor pierderi mari în fier, nejustificate la prima vedere, deoarece calitatea tablei silicioase este verificată, iar încărcarea fierului este apropiată de cea calculată. Pierderi în fier majorate sînt relevate și de fabrici producătoare de mașini electrice din străinătate [1], [2], [3], [4].

În laboratorul de mașini electrice de la întreprinderea Electromotor Timișoara s-au efectuat studii și cercetări, cu scopul de a determina și reduce aceste pierderi, obținîndu-se rezultate bune [5], [6], [7].

2. DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A PIERDERILOR SUPLIMENTARE

În mașinile de inducție, pe lîngă pierderile suplimentare în fier, ce se dezvoltă datorită faptului că conductorii coliviei rotorice cu bare înclinate nu sînt izolați față de miezul feromagnetic [8], [9], [10], [11], apar și pierderi suplimentare în dinți, produse prin pulsație de către cîmpul de dispersie al crestăturilor, cum rezultă din tabelul 1, pentru motoarele cu rotorul bobinat, de tipul AFI 180, avînd conductorii rotorici izolați cu email.

Pierderile suplimentare în sarcină (P_s) la motoarele asincrone trifazate, în conformitate cu [1], [2], [3], [10], se consideră ca : diferența dintre pierderile totale (ΣP) ce au loc în mașină la funcționarea în sarcină nominală și suma pierderilor în fier (P_{Fe}), în înfășurări prin efect Joule-Lenz (P_{Cu}) și prin frecare (P_f). Adică :

$$P_s = \sum P - (P_{Cu1} + P_{Cu2} + P_{Fe} + P_f) \qquad (1)$$

Toate mărimile ce apar în partea dreaptă a ecuației (1) pot fi determinate [12]. Pierderile suplimentare în fier, produse de curenții transversali, pot fi micșorate prin izolarea barelor coliviei rotorice față de miez. [1], [4], [10], [11].

În cadrul întreprinderii Electromotor Timișoara s-a reușit să se aplice metode pentru mărirea valorii și asigurarea uniformității rezistenței ohmice de contact dintre barele de aluminiu ale coliviei și fierul rotorului, obținîndu-se, prin aceasta, reducerea pierderilor suplimentare în fier și, implicit, îmbunătățirea caracteristicilor de funcționare ale motoarelor asincrone trifazate [6]. În acest scop s-au utilizat două procedee tehnologice :

— izolarea tolelor rotorice cu silicat de sodiu ;

— tratamentul termic al rotoarelor turnate sub presiune.

Tabelul 1

Nr. crt	Tipul motorului	Puterea nominală în kW/Turația sincr. în rot/min. kW/r/m	Putere absorbită P_a, W	Putere utilă P_u, W	Suma pierderilor $\Sigma P = P_a - P_u$, W	Pierderi în cupru stator la curent nomin. $P_{Cu\,1}$, W	Pierderi în cupru rotor la curent nomin. $P_{Cu\,2}$, W	Pierderi nomin. în fier P_{Fe}, W	Pierderi prin frecări P_f, W	Pierderi suplimentare în sarcină	
										P_S, W	$p_s = \frac{P_s}{P_a} 100\%$
1	ASI 160 S/6	5,5/1 000	6 440	5 070	1 370	352	165	349	44	460	7,15
2	ASI 160 M/6	7,5/1 000	8 820	7 120	1 700	480	253	481	30	456	5,18
3	ASI 160 S/4	10/1 500	11 480	9 470	2 010	503	547	244	130	586	5,11
4	ASI 160 S/2	10/3 000	11 560	9 650	1 910	408	350	240	480	432	3,75
5	ASI 160 M/4	13/1 500	14 680	12 630	2 050	503	491	422	100	534	3,64
6	ASI 160 M/2	13/3 000	14 580	12 370	2 210	372	326	394	420	698	4,80
7	ASI 180 S/6	10/1 000	11 200	9 580	1 620	476	304	260	100	480	4,28
8	AFI 180 M/6	10/1 000	11 280	9 680	1 600	496	288	324	105	388	3,44
9	AFI 180 S/4	10/1 500	11 200	9 700	1 500	360	331	263	197	349	3,11

Rezultatele corespunzătoare obținute au determinat introducerea acestor procedee în fabricația de serie a motoarelor asincrone trifazate de la intreprinderea Electromotor, începînd cu anul 1962.

Prin combinarea metodei de izolare a tolelor rotorice cu silicat de sodiu [6], cu cea de mărire a intreferului [5], [7], [13], s-a reușit să se obțină reducerea pierderilor suplimentare în sarcină, la motoarele cu rotorul în colivie, pînă la valori comparabile cu cele ce au loc în motoarele cu rotorul bobinat [13]. Ca exemplu se poate da motorul ASI 180 S/6 [13, tab. 4 pct. 5] și motorul AFI 180 M/6 [13, tab. 3 pct. 8], ambele de 10 kW cu 1 000 r/min., ale căror pierderi suplimentare se situează în jur de 3,4%. În aceste motoare, pierderile suplimentare în fier se datoresc curenților turbionari și isterezei, pentru că cele produse de curenții transversali au fost eliminate, prin izolarea conductorilor rotorici față de pachetul de tole.

3. COMPARAREA PIERDERILOR SUPLIMENTARE ÎN SARCINĂ, P_s CU CELE CE APAR LA ÎNCERCAREA ÎN SCURTCIRCUIT P'_s

Se cunoaște [12] că la încercarea în scurtcircuit, efectuată pentru curentul nominal, se măsoară o putere P_{kn} care cuprinde :

1. *Pierderile în înfășurarea statorului :*

$$P_{Cu\,1} = 1{,}5\, I_{1n}^2 \cdot R_{1-75}, \tag{2}$$

unde I_{1n} este curentul nominal de linie, iar R_{1-75}, rezistența măsurată la rece în curent continuu, între două borne ale mașinii asincrone trifazate, indiferent de conexiune, recalculată la 75 °C ;

2. *Pierderile în înfășurarea rotorului :*

$$P_{Cu\,2}=(P_a-P_{Cu\,1}-P_{Fe})\,s, \tag{3}$$

în care s e alunecarea mașinii.

Pentru pierderile din înfășurarea rotorică a mașinii asincrone cu inele colectoare, avem :

$$P_{Cu\,2}=1{,}5\cdot I_{2n}^2\cdot R_{2-75}, \tag{4}$$

unde I_{2n} este curentul rotoric nominal pe fază, iar R_{2-75}, rezintența măsurată la rece în curent continuu, între două borne, recalculată la 75 °C.

3. *Pierderile suplimentare :*

$$P_{s\ calc.}=0{,}005\,P_a. \tag{5}$$

Metoda aceasta este criticabilă. Trebuie remarcat că valorile pierderilor în înfășurări sînt mai mari în realitate, decît rezultă din relațiile (2) și (4), deoarece rezistența acestor înfășurări, în curent alternativ, este superioară celei în curent continuu. Totuși, din punct de vedere practic, creșterea pierderilor în cupru nu este sensibilă. La motorul AFI 180 M/6 de 10 kW, 1 000 rot/min, prin aplicarea relației (4) s-a obținut $P'_{Cu\,2}$=283 W, iar cu (3) a rezultat $P''_{Fe\,2}$=288 W.

O altă eroare care se comite, constă în neglijarea pierderilor în fier ce apar la încercarea în scurtcircuit.

În tabelul 2 sînt prezentate valorile pierderilor în cuprul înfășurării statorice și rotorice determinate conform [12], pierderile suplimentare în sarcină P_s obținute cu (1), pierderile suplimentare P_s calculate (relația 5) și pierderile măsurate pentru curentul nominal, la încercarea în scurtcircuit, P_{kn}. Se observă că acest pierderi P_{kn} sînt mult mai mari decît suma pierderilor nominale în cupru :

$$\Sigma P_{Cu}=P_{Cu\,1}+P_{Cu\,2}, \tag{6}$$

ceea ce dovedește că apar pierderi suplimentare la încercarea în scurtcircuit, mult diferite de cele care se calculează [2], [3], [4], cu relația (5).

Tabelul 2

Nr. crt	Tipul motorului	Puterea nomin, kW	Turația sincr r/m	Numărul seriei	Pierd. în cuprul stat la curent nomin $P_{Cu\,1}$, W	Pierd. în cuprul rotor la curent nomin $P_{Cu\,2}$, W	Suma pierd. nomin în cupru ΣP_{Cu}, W	Pierd. suplim. în sarcină P_s, W	Pierd. suplim. calc. $P_{s\ calc}$, W	Pierd. în sc. c. la curent nomin. P_{kn}, W	Pierderi suplim. în sc. c. $P'_s=P_{kn}-\Sigma P_{Cu}$, W	Diferența dintre pierd. suplim. în sarcină și cele în sc. c. $\Delta P_s=P_s-P'_s$, W
1	ASI 160 S/6	5,5	1 000	291 605	352	165	517	460	32	840	323	137
2	ASI 160 M/6	7,5	1 000	263 901	480	253	733	456	44	1 139	402	54
3	ASI 160 S/4	10	1 500	255 960	503	547	1 050	586	57	1 546	496	90
4	ASI 160 S/2	10	3 000	263 517	408	350	758	432	58	1 040	282	150
5	ASI 160 M/4	13	1 500	263 921	503	491	994	534	73	1 410	416	118
6	ASI 160 M/2	13	3 000	254 820	372	326	698	698	73	1 040	342	356
7	ASI 180 S/6	10	1 000	257 702	476	304	780	480	56	1 080	300	180
8	AFI 180 M/6	10	1 000	264 445	495	288	783	388	56	995	212	176

Pentru a scoate în evidență cît este de mare abaterea de la realitate, în penultima coloană a tabelului 2 s-au trecut valorile pierderilor suplimentare reale, deduse din măsurători :

$$P'_s = P_{kn} - \sum P_{Cu}. \tag{7}$$

În ultima coloană este dată diferența dintre pierderile suplimentare în sarcină, P_s și pierderile suplimentare în scurtcircuit, P'_s :

$$\Delta P_s = P_s - P'_s. \tag{9}$$

Se observă că diferența ΔP_s este funcție de tipul și saturația motorului, fenomen explicabil, deoarece se datorește acțiunii cîmpurilor magnetice învîrtitoare corespunzătoare armonicilor superioare din stator. Diferența apare atît la motoarele cu colivie, cît și la cele cu inele (tabelul 2 nr. crt. 7 și 8).

4. CONCLUZII

a) În mașinile asincrone trifazate apar pierderi suplimentare mari, care influențează negativ caracteristicile de funcționare și încălzirea infășurărilor.

b) Pierderile suplimentare din motoarele cu rotorul în colivie sînt procentual mai mari decît cele din motoarele cu rotorul bobinat.

c) Prin izolarea barelor rotorice cu silicat de sodiu și prin aplicarea metodei de mărire a intrefierului, s-a reușit să se obțină reducerea pierderilor suplimentare în sarcină, la motoarele cu rotorul în colivie, pînă la valori comparabile cu cele ce au loc în motoarele cu rotorul bobinat. Aceste rezultate favorabile au determinat introducerea ambelor metode în fabricația de serie a motoarelor asincrone, care, în final, conduc la îmbunătățirea calității produselor și la reducerea prețului de cost, prin evitarea rebuturilor și eliminarea manoperei necesare altfel multor remanieri.

BIBLIOGRAFIE

1. Odok A., Stray Load Losses and Torques in induction Machines, In : PAS Nr. 35, 1958, p. 43.
2. Alger P. L., Angst G. și Davies F. J., Stray Load Losses in Induction Machines In : PAS 42, 1959, p. 349.
3. * * * AIEE Comittee Report : Stray Load Loss Measurement in Induction Machines. In : PAS, 41, 1959, p. 67—71.
4. Voskresenski A. P., Kuzneţov B. I., Ob ulucișenii harakteristik korotkozamknutîn asinhronnîh dvigatelei s litei aliuminievoi kletkoi rotora. In : Elektrotehnika nr. 5, 1954, p. 6.
5. Babuţia I. și Tatu Gh., Cercetări experimentale în legătură cu pierderile suplimentare în mașinile asincrone. In : Bul Șt. și Tehn. I.P.T. 7 (21), 1962, p. 207—212.
6. Popovici Ai., Tatu Gh., Nicoară P., Babuţia I., Crăciunescu V., Cu privire la reducerea pierderilor suplimentare în gol la motoarele asincrone. În Electrotehnica 12, nr. 5, 1964 p. 166.
7. Babuţia I., Tatu Gh., Noi cercetări experimentale în legătură cu pierderile suplimentare în mașinile asincrone. În : Bul. Șt. și Tehnic IPT nr. 9 (23), 1964 p. 197—202.
8. Rossmaier V., Berechnung der durch unisolierte Käfige hervorgerufenen Zusatzverluste bei Asynchronmaschinen. In : „E.U.M.", 1939, p. 249.

9. Odok A., Zusatzverluste und Zusatzmomente in Kürzschlussankermotoren mit unisolierten Stäben, Zürich, 1955.
10. Nedelcu V. N., Pierderi suplimentare în sarcină în mașinile asincrone. Electrotehnica, 9, nr. 12, 1961, p. 423.
11. Nicolaide A., Pierderi suplimentare în rotoarele cu colivie ale mașinilor asincrone și sincrone. În : Electrotehnica, 12. nr. 10, 1964 p. 361.
12. * * * *Manualul inginerului electrician.* București. Ed. Tehnică, 1954, vol. II p. 887—891.
13. Babuția I. Noi contribuții la determinarea și reducerea pierderilor suplimentare din motoarele asincrone trifazate. În : Electrotehnica 14, nr. 9 1966.
14. Barton T. H. și Ahmad V., The Measurement of Induction Motor Stray Loos and Its Effect on Performance In : PIEE Part. C., 105, 1958, p. 69.

К ДОПОЛНИТЕЛЬНЫМ ПОТЕРЯМ В ИНДУКЦИОННЫХ МАШИНАХ

(РЕЗЮМЕ)

В работе изложены новые факты в связи с дополнительными потерями железа. Приводятся экспериментальные доказательства в связи с присуствием данных потерь, даже в асинхронных трехфазных двигателях с обмоточным ротором, где отсуствуют поперечные токи в железном сердечнике ротора ; в результате этого они отнесены к вихровым токам зубьев и явлению чистерезиза. Данная категория потерь появляется и при испытаниях короткого замыкания, произведенных для номинального тока.

ÜBER ZUSÄTZLICHE VERLUSTE IN INDUKTIONSMASCHINEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Es werden neue Seiten der zusätzlichen Verluste im Eisen erörtert. In diesem Sinne werden auf dem Versuchsweg Beweise erbracht, dass auch in Drehstrom — Asynchron — Motoren mit gewickelten Ankern Zusatzverluste erscheinen. Da aber hier keine Querströme im Anker möglich sind, sind die zusätzlichen Verluste auf Wirbelströme in den Zähnen und Hysterese Fenomene zurückzuführen. Diese Art von Verluste erscheinen auch bei Kurzschlussversuch bei Neunstrom.

STUDIUL REGLĂRII AUTOMATE A CĂDERII HIDRAULICE LA STAȚIUNEA PENTRU TURBINE MHT-200 DE LA LABORATORUL DE MAȘINI HIDRAULICE TIMIȘOARA *

N. BUDIȘAN, I. PREDA

În diferitele regimuri de funcționare, menținerea constantă a căderii la turbina încercată poate fi realizată, în circuitul hidraulic închis al stațiunii experimentale, fie prin modificarea rezistenței circuitului hidraulic printr-un organ de reglare corespunzător (vană), fie prin modificarea caracteristicii $H=f(Q)$ a pompei care creiază presiunea în circuit, problemă pentru a cărei rezolvare există, principial, două posibilități : reglarea unghiului de așezare a paletelor rotorului pompei (la pompele axiale) sau reglarea turației motorului de antrenare a pompei.

Reglarea căderii H cu ajutorul unei vane, înseriate în circuitul stațiunii, provoacă, după cum se știe [3], la anumite deschderi, fluctuații importante ale presiunilor și, într-un domeniu destul de extins al reglării, apare, la vană, fenomenul de cavitație.

Fenomenele negative, specificate mai sus, cît și pierderile relativ importante care au loc în vană (vezi fig. 2), au determinat renunțarea la reglarea căderii H cu ajutorul vanei, soluție adoptată în prima perioadă de funcționare a stațiunii MHT-200, adoptîndu-se soluția reglării căderii hidraulice prin reglarea turației motorului de antrenare a pompei în sistemul clasic de acționare electrică — sistemul „generator-motor“ (Ward-Leonard) — schema principială a sistemului de reglare automată a căderii H fiind cea din fig. 1. S-au adoptat notațiile :

H — căderea hidraulică, parametru reglat ;
P — pompa de alimentare a circuitului hidraulic al stațiunii ;
M — motorul de curent continuu cu excitație separată, de antrenare a pompei P ;
G — generatorul de curent continuu de alimentare a motorului M cu ten-
AEM — mașină electrică amplificatoare (amplidină) — alimentează excitația generatorului G ;
DA — dispozitivul de automatizare al sistemului.

Pentru aprecierea aspectului energetic al reglării căderii H la stațiunea MHT-200, în fig. 2 este dată caracteristica puterii electrice P_p absorbite de la rețea de către motorul de antrenare a pompei circuitului, în diferite regimuri n_T=var de funcționare a turbinei —$P_P=f(n_T)$, H=192 mmHg=const, α_{stator} (deschiderea)=const. Curbele din figura 2 corespund cazului reglării utilizînd sistemul de acționare „generator-motor“ (curba a), respectiv cazului reglării cu vana (curba b), pentru un același re-

* Comunicare prezentată la a XII-a sesiune științifică a cadrelor didactice, Institutul politehnic Timișoara, 18—20 martie 1966.

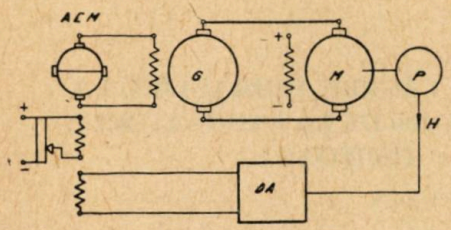


Fig. 1. Shuema principială a sistemului de reglare automată a căderii H la staţiunea MHT-200.

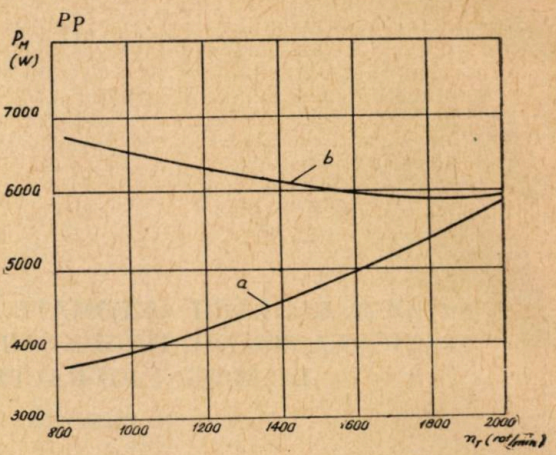


Fig. 2. Caracteristica puterii electrice absorbite de către motorul de antrenare a pompei circuitului hidraulice :
a — reglarea prin turaţie; *b* — reglarea cu vana.

gim de funcţionare n_T=var, a staţiunii. Rezultatele experimentale ilustrează superioritatea, sub aspect energetic, a sistemului de acţionare reglabilă de tipul „generator-motor", consumul, în cazul reglării cu vana, fiind pînă la de două ori mari mare.

1. CONSIDERAŢII PRIVIND CARACTERISTICILE DINAMICE ALE STAŢIUNII ŞI SISTEMULUI DE REGLARE AUTOMATĂ A CĂDERII H

Considerînd schema principială a sistemului de reglare automată a căderii H, reprezentată în fig. 1, se poate uşor observa că schema bloc a sistemului „deschis" de reglare, corespunzător, este cea din fig. 3.

Dintre perturbaţiile posibile, s-au luat în considerare numai modificarea cuplului de frînare a turbinei şi variaţiile tensiunii surselor de alimentare, deoarece variaţia deschiderii aparatului director este foarte lentă (dată fiind construcţia elementului respectiv de reglare al acestui organ) şi deci nu impune o intervenţie rapidă din partea dispozitivului de reglare automată, care să reclame măsuri de corecţie dinamică a întregului sistem.

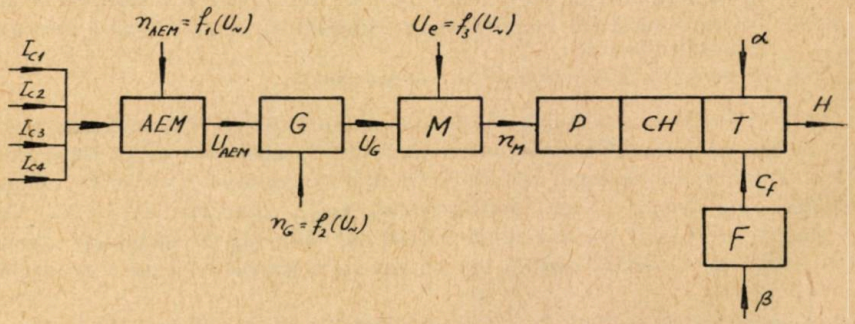


Fig. 3. Schema bloc a sistemului „deschis" de reglare a căderii H la staţiunea MHT-200.

În privința variațiilor tensiunii surselor de alimentare s-a luat în considerare cazul cel mai defavorabil și anume variația tensiunii sursei de alimentare a înfășurării de excitație a amplidinei. Ponderea mare a acestei perturbații se explică prin factorul mare de amplificare al amplidinei.

Pentru a elucida problema care dintre cele două perturbații, luate în considerare, sînt cele mai nefavorabile, s-a procedat la ridicarea experimentală a caracteristicii de răspuns la semnal „treaptă" a sistemului de reglare a căderii H pentru cele două perturbații considerate — variația tensiunii sursei de alimentare a înfășurării de excitație a amplidinei din sistem, respectiv variația poziției organului de reglare a cuplului rezistent C_f, opus turbinei de către frîna hidraulică.

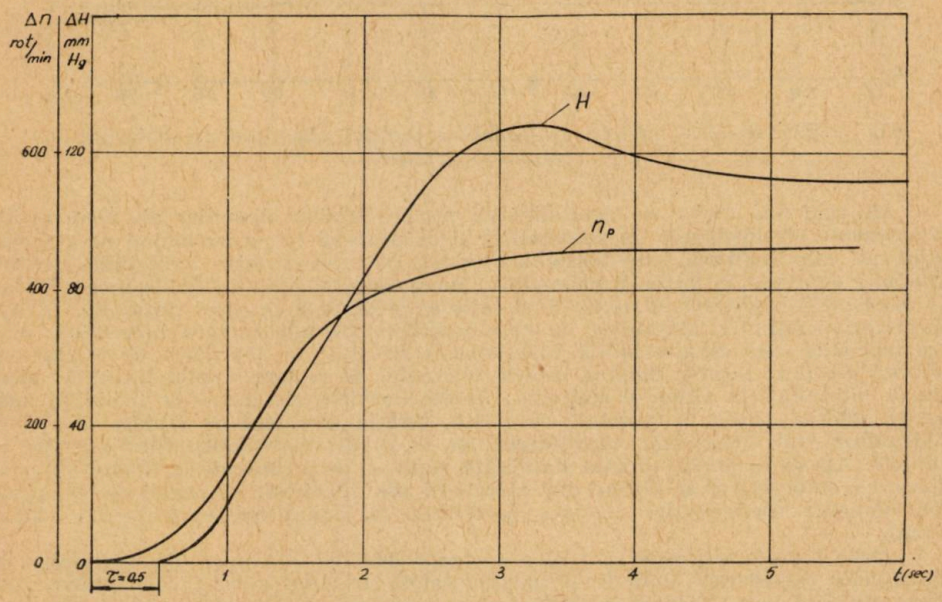


Fig. 4. Răspunsul sistemului „deschis" la variația în treaptă a tensiunii de excitație a amplidinei *AEM*.

Caracteristica de răspuns la treaptă a fost determinată prin filmarea semnalului H, pus în evidență cu ajutorul unui manometru diferențial cu membrană și traductor inductiv și al unui osciloscop catodic. Caracteristicile obținute sînt cele arătate în fig. 4 și 5.

Se observă că răspunsul la variația tensiunii de alimentare a excitației amplidinei este mult mai rapid decît răspunsul la modificarea poziției organului de reglare a cuplului de frînare și anume de circa 30 ori, ceea ce reclamă, în privința dispozitivului de reglare automată, o calitate dinamică corespunzătoare relativ la perturbațiile de la intrarea amplidinei.

Situația menționată mai sus — răspunsul lent al stațiunii la manevrarea organului de acționare a frînii — se datorește construcției frînei hidraulice utilizate, procesul de umplere, respectiv golire, al acesteia fiind relativ lent. Această constatare — răspuns lent al sistemului hidraulic de frînare — impune reconsiderarea sistemului de frînare atunci cînd reacția lentă a acestuia mărește inadmisibil timpul încercărilor (se fac sute de determinări experimentale pentru fiecare model de turbină). Acest neajuns al sistemului hidraulic de frînare a fost inlăturat la stațiunile MHT-450 și MHT-250 (în construcție) ale laboratorului, prin adoptarea unui sistem electric de frînare.

Calculul dispozitivului de automatizare pentru reglarea căderii H reclamă exprimarea analitică a comportării dinamice a instalației de automatizat.

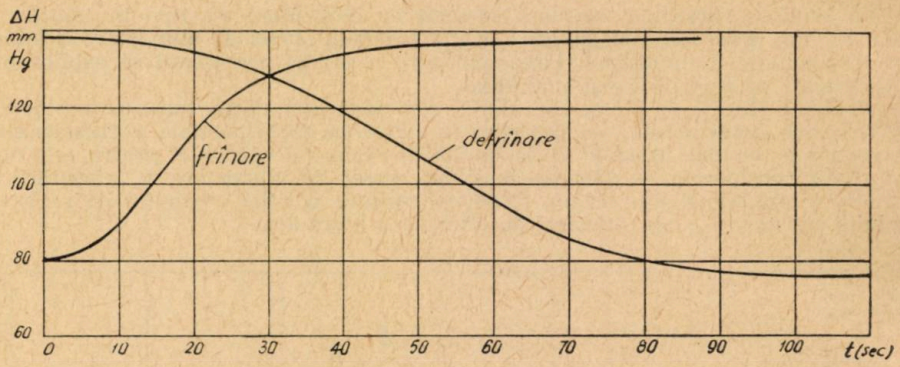


Fig. 5. Răspunsul la variația în treaptă a poziției organului de reglare a cuplului de frînare.

De cele mai multe ori determinarea caracteristicilor dinamice ale elementelor componente ale instalației de automatizat și cu ajutorul lor, a instalației de automatizat, pe cale analitică, este foarte laborioasă, iar uneori chiar imposibilă, nefiind posibil a cuprinde, în formule matematice, fenomenele tranzitorii complexe care au loc în elementele respective. O astfel de situație se prezintă și în cazul stațiunilor pentru încercarea mașinilor hidraulice, în care interdependențele integro-diferențiale dintre mărimile care caracterizează funcționarea lor (turația, înălțimea de refulare și debitul pompei ; turația, debitul, poziția organului de reglare, cuplul turbinei ; pierderile hidraulice în circuitul stațiunii ; forțele inerțiale ale masei de lichid în mișcare ; debitul, viteza de umplere cu lichid, turația și cuplul de frînare ale frînei hidraulice) sînt complicate, cuprinderea lor în relații matematice fiind extrem de dificilă. Așa de exemplu, ecuația stabilității stațiunii de turbine de la Chatou [3] (stațiune cu autoreglare) se obține din 19 ecuații ale diferitelor elemente ale stațiunii, determinarea coeficienților acestora necesitînd, la rîndul lor, experimentări laborioase.

Determinarea expresiei analitice a caracteristicilor dinamice ale stațiunilor de tipul celor considerate, dată fiind complexitateta lor, este indicat, considerăm, a se face, utilizînd caracteristicile hidrodinamice respective ale întregului sistem, determinate experimental (vezi mai sus).

Avînd în vedere forma curbei experimentale de răspuns la semnal treaptă, se poate presupune, cu oarecare aproximație, că instalația considerată este de ordinul al treilea sau superior lui trei. Probabilitatea ca ordinul ecuației diferențiale să fie doi a fost exclusă, deoarece forma răspunsului, la același semnal treaptă, a unei părți a sistemului considerat (caracteristica de răspuns a turației pompei de alimentare a circuitului hidraulic al stațiunii), arată că ordinul ecuației diferențiale a acestei părți a sistemului este cel puțin doi, deoarece curba procesului tranzitoriu respectiv are o inflexiune la valori mici ale mărimii de răspuns (vezi fig. 4).

Pentru întregul sistem s-a considerat o ecuație diferențială de ordinul al treilea, deoarece în cazul aproximării comportării dinamice a sistemului cu o ecuație diferențială de un ordin mai superior, determinarea coeficienților acestei ecuații, utilizînd curba procesului tranzitoriu, nu poate fi făcută cu suficientă exactitate [4].

S-a considerat o ecuație diferențială de ordinul trei, de forma :

$$b_3 \frac{d^3e}{dt^3} + b_2 \frac{d^2e}{dt^2} + b_1 \frac{de}{dt} + e = Ki. \tag{1}$$

Coeficienții ecuației diferențiale (1) au fost determinați utilizînd metoda grafo-analitică expusă în [4], cu relațiile :

$$K = \frac{e(\infty)}{i(\infty)} \tag{2}$$

$$b_1 = s_1 \tag{3}$$

$$b_2 = s_1^2\left(1 - s_1^2\right), \tag{4}$$

$$b_3 = s_1^3\left(1 - 2s_2 - \frac{1}{2}\, s_3\right), \tag{5}$$

în care

$$s_1 = \int_0^\infty (1-y)\, dt, \tag{6}$$

$$s_2 = \int_0^\infty (1-y)\, \tau d\tau, \tag{7}$$

$$s_3 = \int_0^\infty (1-y)\, \tau^2 d\tau, \tag{8}$$

unde

$$y(t) = \frac{e(t)}{e(\infty)}, \tag{9}$$

$$\tau = \frac{t}{b_1}. \tag{10}$$

Coeficienţii ecuaţiei diferenţiale (1), determinaţi cu relaţiile de mai sus, au rezultat :

$$\begin{aligned} K &= 11{,}1 \text{ mm Hg/mA} \\ b_1 &= 1{,}375 \\ b_2 &= 1{,}23 \\ b_3 &= 0{,}39 \end{aligned} \tag{11}$$

Pentru verificarea valabilităţii aproximării făcute, a fost găsită şi comparată cu curba reală a procesului tranzitoriu, soluţia ecuaţiei diferenţiale determinate, soluţia rezultînd :

$$e(t) = 111 - 37{,}5\, e^{-2{,}105 t} - 124\, e^{-0{,}523} \cdot \sin(1{,}025\, t + 0{,}573). \tag{12}$$

Curba calculată cu relaţia (12) aproximează curba reală a procesului tranzitoriu considerat aşa cum se vede în fig. 6. Eroarea la $t=0$ este determinată de erorile de calcul a rădăcinilor ecuaţiei caracteristice ale ecuaţiei diferenţiale (1), care intervin în soluţia acesteia, cît şi de erorile de calcul a valorii funcţiei $e(t)$.

S-a încercat, de asemenea, de a aproxima comportarea dinamică a sistemului real cu cea a unei legături echivalente cuprinzînd un element cu timp mort $\tau = 0{,}5$ şi un element liniar oscilant de ordinul al doilea (fig. 7) avînd ecuaţia diferenţială de formă :

$$b_2 \frac{d^2 e}{dt} + b_1 \frac{de}{dt} + e = Ki. \tag{13}$$

Utilizînd metoda grafo-analitică expusă în [4], [5], au fost obţinute, pentru coeficienţii ecuaţiei diferenţiale (13), următoarele valori :

$$\begin{aligned} K &= 11{,}1 \text{ mm Hg/mA} \\ b_1 &= 0{,}87 \\ b_2 &= 0{,}68 \end{aligned} \tag{14}$$

Calculînd procesul tranzitoriu în sistemul echivalent considerat, a rezultat curba redată, alături de cea a procesului real, în fig. 6.

Se observă că legătura echivalentă, cuprinzînd un element cu timp mort şi un element oscilant de ordinul al doilea, aproximează comportarea dinamică a siste-

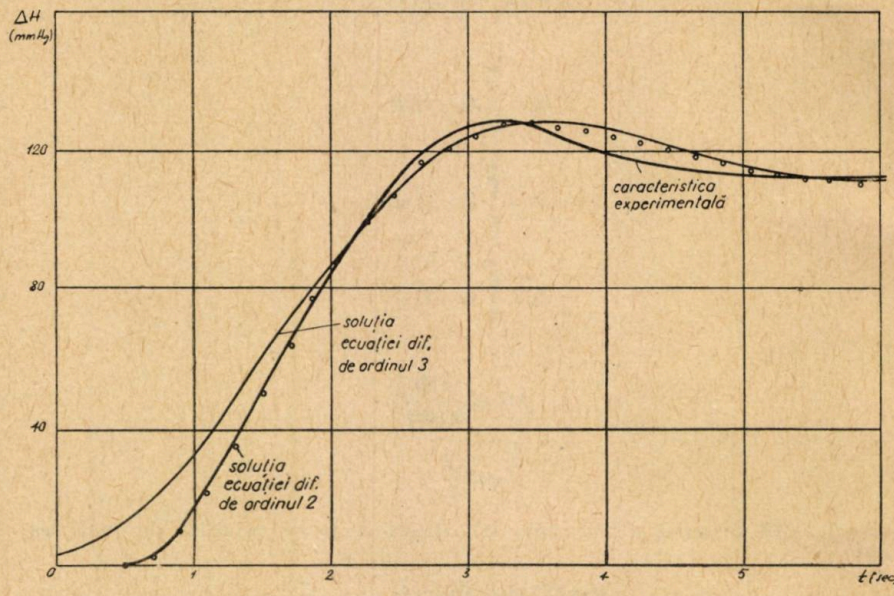


Fig. 6. Procesul tranzitoriu de răspuns la semnal treaptă, real şi calculat.

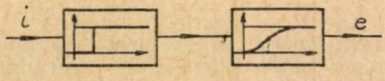


Fig. 7. Legătură echivalentă sistemului real.

mului real mai bine decît un element liniar de ordinul al treilea. Timpul mort, în schimb, îngreunează, după cum se ştie, analiza şi sinteza sistemelor de reglare automată ceea ce face ca elementele echivalente liniare să fie preferate chiar şi atunci cînd erorile de calcul sînt ceva mai mari.

2. DISPOZITIVUL DE AUTOMATIZARE A SISTEMULUI DE REGLARE A CĂDERII HIDRAULICE

Schema bloc a dispozitivului de automatizare preconizat este cea arătată în fig. 8, în care s-au adoptat notaţiile :

DPMC — dispozitiv de prescriere, măsurare şi comparare,
1*A* — amplificator electronic de c. a.,
DM — demodulator,
DC — dispozitiv de corecţie,
2*A* — amplificator final.

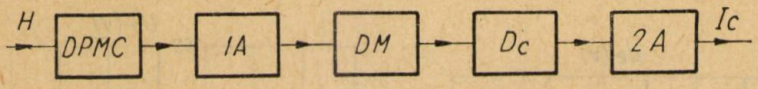


Fig. 8. Schema bloc a dispozitivului de automatizare.

Dispozitivul de prescriere, măsurare și comparare are structura arătată în fig. 9. Dispozitivul de prescriere *EP* este un mecanism care permite fixarea miezului traductorului inductiv 1*TI* în poziția dorită (mărime de referință). Dispozitivul de comparare *DC* este realizat cu ajutorul traductorului inductiv 1*TI* și 2*TI* a căror înfășurări secundare sînt conectate diferențial. Elementul *EM* de măsurare a căderii este un traductor diferențial de presiune cu membrană. Abaterea căderii de la valoarea prescrisă are drept consecință, după cum ușor se poate observa din fig. 9, modificarea poziției relative a miezului traductorului inductiv 2*TI* față de cea a traductorului inductiv 1*TI* și deci apariția unei tensiuni $(U_e)_{DPMC}$ (semnal „abatere") la ieșirea montajului diferențial al înfășurării secundare ale traductoarelor 1*TI*, 2*TI*. Semnalul abatere este amplificat de amplificatorul electronic 1*A* — amplificator de serie tip УЭУ-109.

Demodulatorul *DM* și amplificatoruul electronic final 2*A* (repetor catodic) au fost realizate conform cu schema din fig. 10.

Pentru sinteza dispozitivului de corecție D_c care asigură sistemului automat de reglare o calitate dinamică corespunzătoare, s-au luat în considerare ecuațiile determinate experimental din caracteristica de răspuns la treaptă a instalației de automatizat (fig. 4), respectiv din caracteristicile statice (fig. 11) ale elementelor dispozitivului de automatizare (vezi fig. 8) și anume :

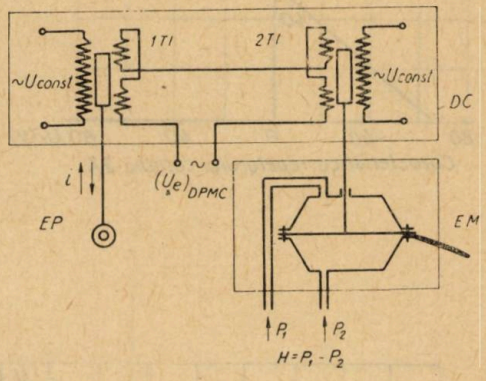


Fig. 9. Dispozitivul de prescriere, măsurare și comparare.

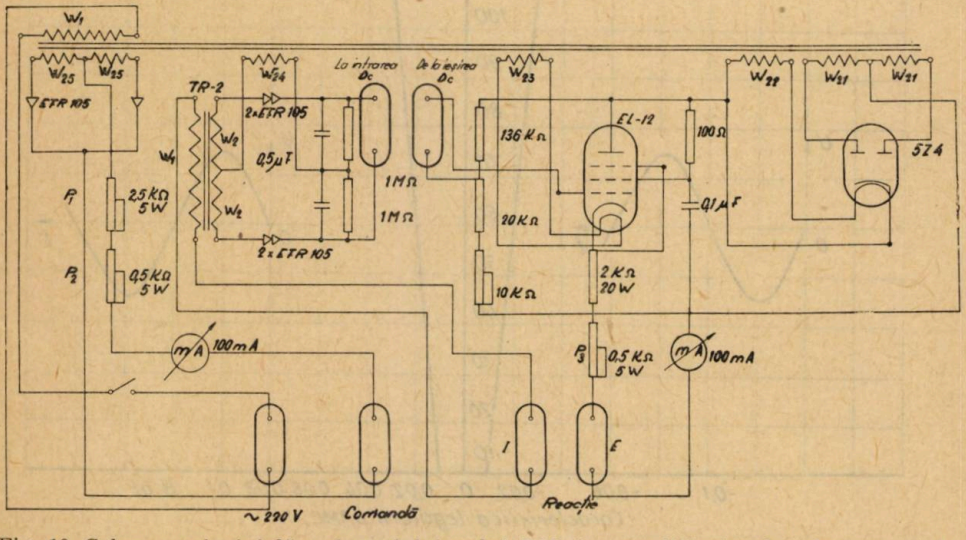
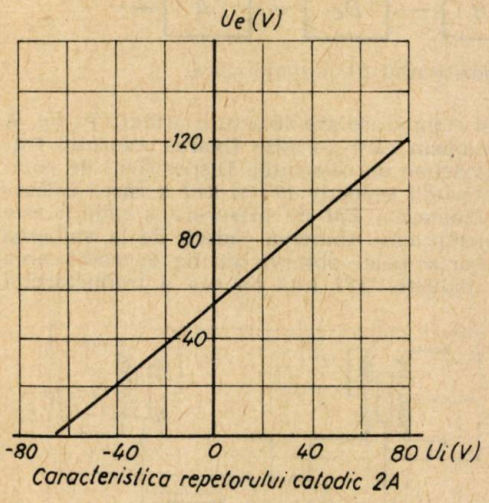
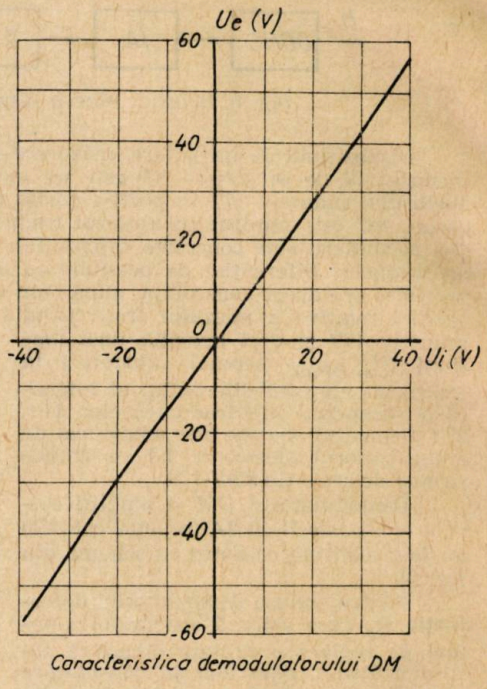


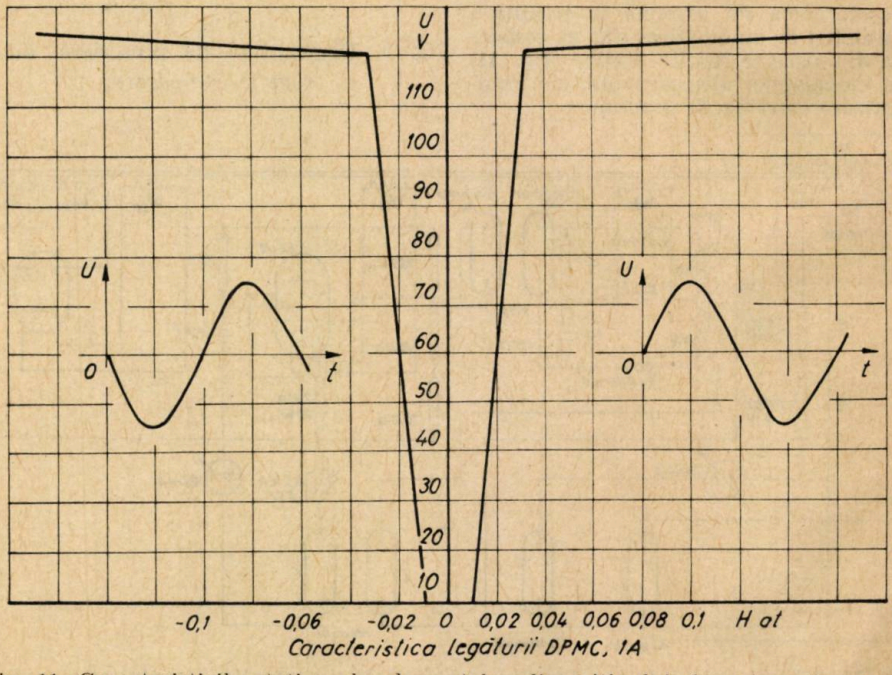
Fig. 10. Schema principială a demodulatorului *DM* și a amplificatorului electronic 2*A*.



Caracteristica repetorului catodic 2A



Caracteristica demodulatorului DM



Caracteristica legăturii DPMC, 1A

Fig. 11. Caracteristicile statice ale elementelor dispozitivului de automatizare.

1. ecuația diferențială a sistemului propriu-zis de reglare a căderii H, determinată așa cum a fost arătat în paragraful precedent, raportată însă la înfășurările de comandă W_2 (R_2=18,5 Ω, w_2=165 spire), W_3 (R_3=15,5 Ω, w_3=165 spire) și W_4 (R_4=18,5 Ω, w_4=165 spire), legate în serie, ale amplidinei *AEM* (ecuația diferențială stabilită inițial fiind determinată în situația corespunzătoare comenzii sistemului prin înfășurarea W_1 (R_1=340 Ω, w_1=650 spire) a amplidinei) :

$$0{,}39\frac{d^3H}{dt^2}+1{,}23\frac{d^2H}{dt^2}+1{,}375\frac{dH}{dt}+H=8{,}45\,I_c. \tag{15}$$

(unde H este exprimat în mm Hg iar I_c în mA) :

2. ecuația legăturii formată din dispozitivul *DPMC* și amplificatorul 1*A* ;

$$(U_e)_{1A}\,[\mathrm{V}]=6{,}6\,H\,[\mathrm{mm\ Hg}]; \tag{16}$$

3. ecuația demodulatorului *DM* :

$$(U_e)_{DM}\,[\mathrm{V}]=1{,}4\,(U_i)_{DM}\,[\mathrm{V}]; \tag{17}$$

4. ecuația amplificatorului final :

$$(U_e)_{2A}\,[\mathrm{V}]=0{,}873\,(U_i)_{2A}\,[\mathrm{V}] \tag{18}$$

5. ecuația circuitului de comandă a amplidinei :

$$I_c\,[\mathrm{mA}]=\frac{U_c\,[\mathrm{V}[}{(R_2+R_3+R_4)+R_{supl}}\cdot 10^3=0{,}666\,U_c\,[\mathrm{V}]. \tag{19}$$

Ecuațiile (16)—(19) și relațiile (20), care exprimă modul de legare a elementelor sitemului :

$$\begin{aligned} U_c&=(U_e)_{2A}\\ (U_i)_{2A}&=(U_e)_{DM}\\ (U_i)_{DM}&=(U_e)_{1A}, \end{aligned} \tag{20}$$

au permis a obține ecuația diferențială (21) a întregului sistem de reglare în circuit deschis, exclusiv dispozitivul de corecție,

$$0{,}39\frac{d^3H}{dt^3}+1{,}23\frac{d^2H}{dt^2}+1{,}375\frac{dH}{dt}+H=43{,}4\,H, \tag{21}$$

ecuație necesară calculelor privind calitatea dinamică a sistemului automat considerat, inclusiv corecția dinamică.

Ecuația diferențială (21) permite a exprima funcția de transfer a sistemului deschis necorectat :

$$W_D(p)=\frac{43{,}4}{0{,}39\,p^3+1{,}23\,p^2+1{,}375\,p+1}. \tag{22}$$

Utilizînd o metodă de sinteză, expusă în [6], [7], [8], bazată pe utilizarea caracteristicilor de frecvență ale sistemului deschis înainte de corecție, a fost determinată caracteristica logaritmică atenuare-frecvență L_{DC} (ω), prezentată în fig. 12, a unui dispozitiv de corecție serie care ar asigura stabilitatea sistemului. Structura și parametrii dispozitivului de corecție, avînd caracteristica logaritmică atenuare-frecvență dorită, este arătată în fig. 13.

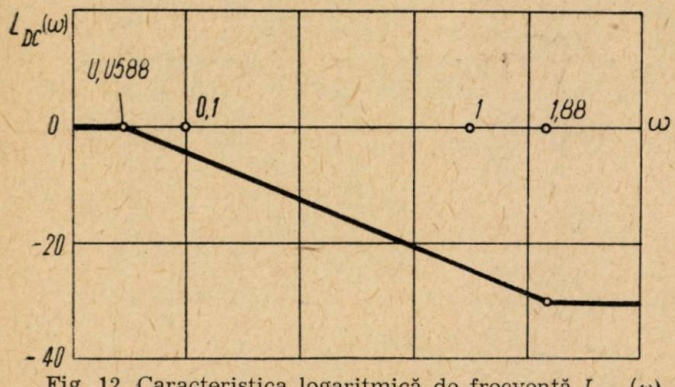


Fig. 12. Caracteristica logaritmică de frecvenţă $L_{Dc}(\omega)$ dispozitivului de corecţie *Dc*.

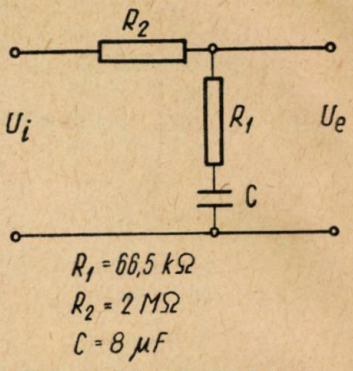


Fig. 13. Schema reţelei de corecţie.

Caracteristicile statice de reglare ale sistemului în circuit închis şi în circuit deschis, pentru o valoare prescrisă a căderii H=116 mm Hg, sînt date în fig. 14, calitatea statică de reglare a sistemului închis fiind bună, rezultînd statismul arătat în tabelul 1.

Tabelul 1

Statismul sistemului automat de reglare a căderii *H* la staţiunii MHT-200.

Valoarea prescrisă a căderii hidraulice *H* (mm Hg)	100	200	300
Statismul reglării	2%	1%	0,66%

Deoarece căderea H de încercare a modelelor de turbină la staţiunea MHT-200 este de aproximativ 300 mm Hg şi mai mult, rezultă o precizie cu totul satisfăcătoare a sistemului automat de reglare realizat.

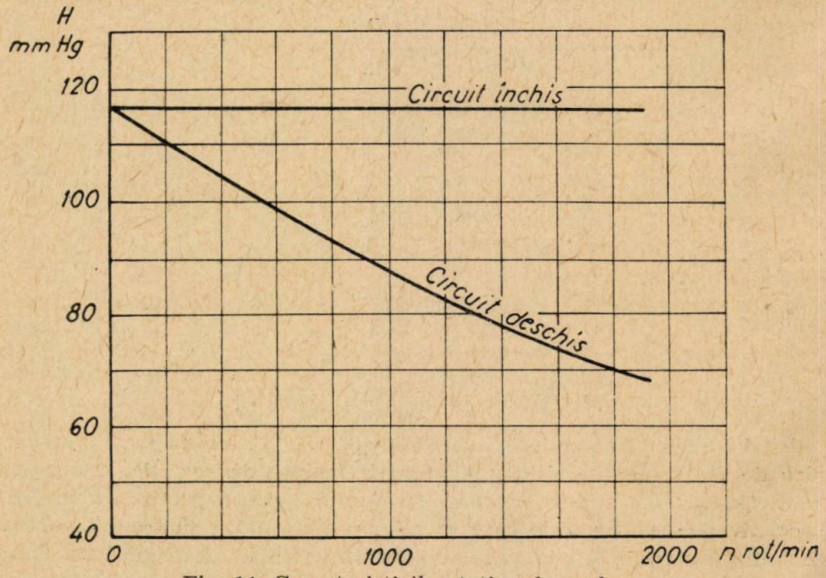


Fig. 14. Caracteristicile statice de reglare.

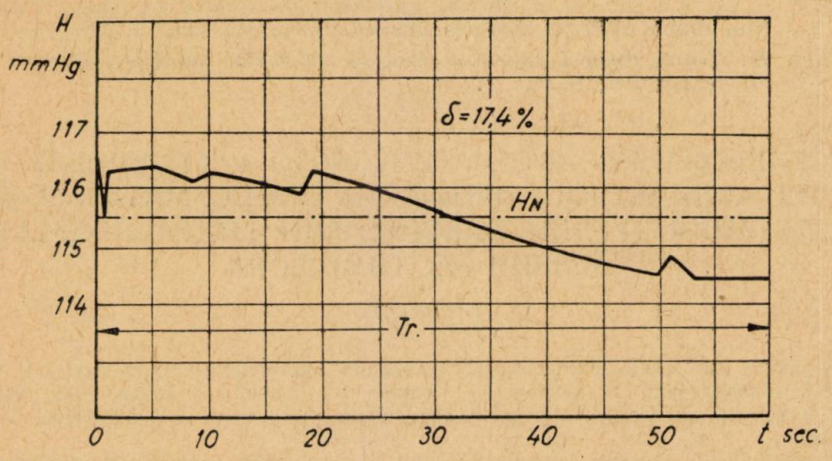


Fig. 15. Răspunsul sistemului de reglare automată a căderii H la o perturbație în treaptă (frînare.).

Oscilograma (fig. 15) procesului tranzitoriu, provocat în sistem de o variație a cuplului de frînare a turbinei, corespunzător unei modificări de turație de la 1 920 rot/min la 420 rot/min, atestă că sistemul are o calitate dinamică bună.

Durata mare a procesului tranzitoriu reprezentat în fig. 15 se datorește constantei mari de timp a procesului de modificare a mărimii perturbatoare-frînare și nu sistemului de reglare.

Rezultatele expuse mai sus, ale încercărilor dispozitivului de automatizare realizat, efectuate la stațiunea MHT-200, justifică introducerea lui în echipamentul de deservire curentă a acestei stațiuni.

BIBLIOGRAFIE

1. Anton I., Preda I., Budișan N., Anghel A., Stațiunea pentru încercarea turbinelor la cavitație MHT-450 din Laboratorul de mașini hidraulice Timișoara. Comunicările Conferinței de mașini hidraulice, sept. 1964, Timișora, 1964, Partea II, p. 253.
2. Preda I., Fenomenul de cavitație la turbinele hidraulice. Comunicările Conferinței de mașini hidraulice, septembrie 1964, Timișoara, 1964, Partea II, p. 117.
3. Hug M., Duport I., Procédés de réglage des charges de niveaux et de pressions dans une installation d'essais de cavitation. I.A.H.R., Comptes-rendus de la septième assembleé générale (1957), Lisabona, p. B 5—3.
4. Peciorina I. N., *Rasciot sistem avtomaticeskogo upravlenia.* MASGHIZ, Moskva-Sverdlovsk, 1962, p. 7—12.
5. Truxal J. G. (editor), Control engineers' handbook. Servomechanisms, regulators, and automatic feedback control systems. McGraw-Hill Book Company, Inc., New-York, Toronto, London, 1958, p. 109.
6. Solodovnikov V. V. (pod redakției), *Osnovî avtomaticeskogo regulirovania.* Teoria. MASGHIZ, Moskva, 1954, p. 464.

7. Cille J. G., ș. a., *Teoria și calculul sistemelor de reglare automată*. Traducere din limba franceză. Editura tehnică, București, 1962, p. 282—283.
8. Călin S., *Teoria reglării automate. Sinteza sistemelor automate*. Editura ASIT București, 1961, p. 15.

ИССЛЕДОВАНИЕ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО НАПОРА НА СТЭНДЕ МНТ-200 ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ТУРБИН ЛАБОРАТОРИИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН гор. ТИМИШОРА

(РЕЗЮМЕ)

В работе изложены результаты исследования динамических характеристик стэнда МНТ-200 Лаборатории гидравлических машин г. Тимишора, полученные опытным путём, а так же соображения относительно апроксимирующих их дифференциальных уравнений.

Представлена система автоматического регулирования напора гидротурбин на стэнде МНТ-200.

Синтез и коррекция САР привели к хорошему статическому и динамическому качеству, что оправдывает принятый подход к исследованию динамических характеристик стэнда.

STUDIUM DER AUTOMATISCHEN REGELUNG DES VERFÜGBAREN GEFÄLLES BEI DEM PROBESTAND MHT-200 DES LABORS FÜR HYDRAULISCHE MASCHINEN TEMESVAR

(ZUSAMMENFASSUNG)

Die Arbeit umfasst ein Studium der dynamischen, experimentell bestimmten, Eigenschaften, des verfügbaren Gefälles bei dem Probestand MHT-200 des Labors für hydraulische Maschinen Temesvar. In Betracht gezogen werden die Differentialgleichungen mit welchen die Eigenschaften annähernd berechnet werden können.

Die Autoren beschreiben die Automatisierungsvorrichtung des Regelsystems des Gefälles H der in dem Probestand erprobten Turbinen.

Die Synthese und die Korrektion der vorgeschlagenen Automatisierungsvorrichtung zu guten statischen und dynamischen Eigenschaften geführt, welche das unterfangene Studium berechtigen.

INFLUENȚA RAPORTULUI NUMĂRULUI DE CRESTĂTURI STATORICE ȘI ROTORICE ASUPRA ZGOMOTULUI MAGNETIC AL MAȘINILOR DE INDUCȚIE CU ROTORUL ÎN SCURTCIRCUIT

DE

AL. VASILIEVICI, FR. BAUER

1. INTRODUCERE

În lucrarea de față se face o verificare experimentală a relațiilor teoretice stabilite în [3] și se indică rapoartele optime ale numărului de crestături statorice și rotorice pentru care zgomotul magnetic este minim.

2. VERIFICĂRI EXPERIMENTALE

Măsurătorile experimentale s-au efectuat într-o „cameră surdă" cu ajutorul unui analizator de frecvență cu înregistrare automată, tip Brüel-Kjaer [1].

S-au făcut analize asupra unui motor de inducție cu rotorul în scurtcircuit de putere 0,4 kW și turație n=2 780 rot/min. S-au folosit 4 rotoare, cu numere de crestături diferite, două cu crestături drepte și două cu crestături înclinate.

În fig. 1. este redat spectrul zgomotului înregistrat în banda de la 0—20 000 Hz pentru : Z_1=24 crestături, Z_2=28 crestături drepte.

În fig. 1. curba *1* corespunde înregistrării zgomotului mașinii montate în camera surdă fără ventilator și fără capotă, și alimentată la tensiune de 60 V ; curba *2*, mașinii cu ventilator și capotă, la tensiunea de 60 V ; iar curba *3*, mașinii, cu ventilator și capotă, la tensiunea de 380 V.

Din [3] formula (2.7), cu Z_1=24 și Z_2=28, rezultă numărul minim de perechi de poli de deformare a statorului ; $r=\pm 2$ și $r=\pm 4$ pentru care frecvențele corespunzătoare determinate din [3 formula (3.1)] rezultă de : f=1 400 ; 1 500 ; 2 800 ; 2 900 ; 4 200 ; 4 300 ; 5 600 ; 5 700 ; Hz.

Comparînd curbele *2* și *3* cu curba *1*, rezultă contribuția zgomotului de origine magnetică în spectrul zgomotului total al mașinii, constatîndu-se că valorile maxime apar în dreptul frecvențelor calculate.

În fig. 2 este reprezentat spectrul zgomotului în cazul folosirii unui rotor cu Z_2=20 crestături drepte.

În figură curba *1*, reprezintă spectrul zgomotului motorului cu ventilator și capotă, alimentat la tensiunea de 380 V ; curba *2* — motorul cu ventilator și capotă, alimentat la 60 V ; curba *3* — motorul fără ventilator și fără capotă, la 380 V ; curba *4* — motorul fără ventilator și fără capotă, la 60 V ; curba *5* — zgomotul de fond.

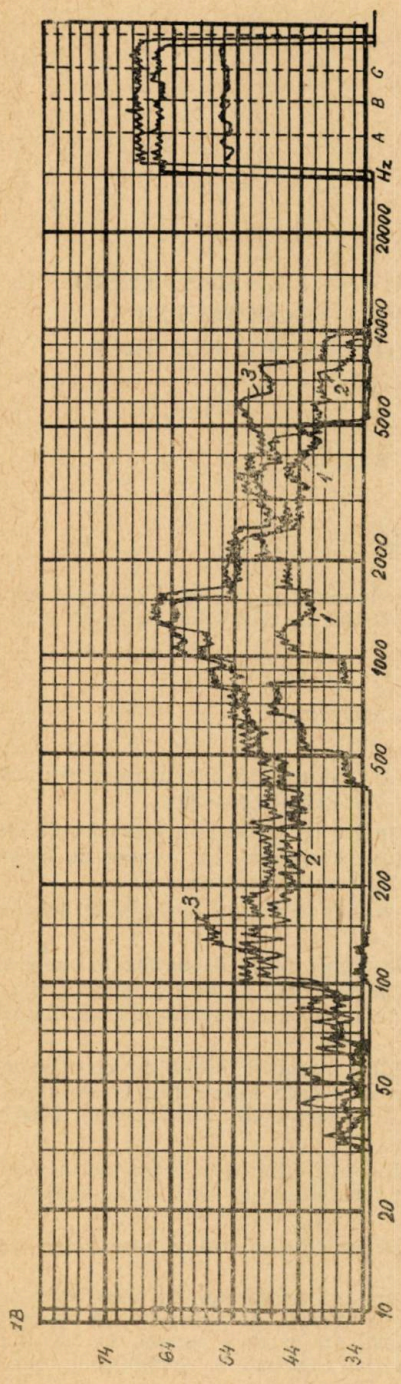

dB
74
64
54
44
34
10
20
50
100
200
500
1000
2000
5000
10000
20000
Hz
A
B
C
1
2
3

Fig. 1.

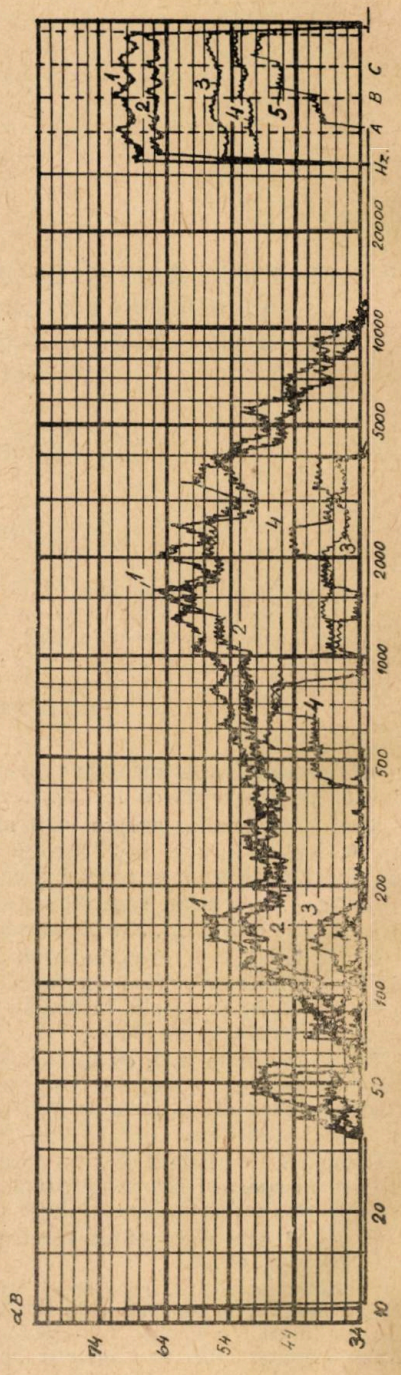

dB
74
64
54
44
34
10
20
50
100
200
500
1000
2000
5000
10000
20000
Hz
A
B
C
1
2
3
4
5

Fig. 2.

Din [3 formula (2.7)] rezultă numărul minim de perechi de poli de deformare a statorului : $r=-2$; $r=\pm 4$; $r=6$; la frecvențele calculate din [3 formula (3.1)] de : $f=1\,000$; $1\,100$; $2\,000$; $2\,100$; $3\,000$; $4\,000$; $4\,100$; Hz.

Se verifică din nou că amplitudinile maxime ale zgomotului de origine magnetică apar în dreptul frecvențelor calculate.

În fig. 3 este reprezentat spectrul zgomotului în cazul folosirii unui rotor cu $Z_2=20$ crestături înclinate, în care curba *1* corespunde motorului cu ventilator, cu capotă, la 380 V ; curba *2*, motorului cu ventilator, cu capotă, la 60 V ; iar curba *3*, motorului fără ventilator, fără capotă la 60 V.

În fig. 4 este reprezentat spectrul zgomotului în cazul folosirii unui rotor cu $Z_2=28$ crestături înclinate, în care curba *1* corespunde motorului complet montat, la 380 V ; curba *2*, motorului fără ventilator și capotă la 380 V ; curba *3*, motorului fără ventilator și capotă la 60 V.

Comparînd fig. 3 și 4 cu fig. 2 și 1 se constată că înclinarea crestăturilor, nu duce decît la o mică atenuare a zgomotului magnetic.

Valoarea mare a zgomotului în domeniul sensibilității maxime a urechii la toate motoarele analizate se datorește faptului că atît numărul de crestături rotorice 28 cît și 20, duc la apariția unor unde de forță cu număr de ordine mic ($r=2$), care produc deformații eliptice, periodice ale statorului.

3. CONCLUZII

Pentru obținerea unor motoare cu funcționare nezgomotoasă, la un număr de crestături statorice Z_1 adoptat, numărul de crestături rotorice se alege în așa fel încît valorile minime, din [3 formula (2.7)], pentru numărul de ordine al undelor de forță să fie : $r \geqslant 4$.

Din analiza sumei și diferenței numerelor de perechi de poli ale armonicilor superioare rezultă că pentru a nu obține oscilații de ordinul zero ($r=0$) trebuie îndeplinite condițiile :

$$Z_1 - Z_2 \neq \begin{cases} 0 \\ 2p \end{cases} \tag{3.1}$$

iar pentru a nu se produce oscilații cu $r=1$

$$Z_1 - Z_2 \neq \begin{cases} 1 \\ 2p \pm 1 \end{cases} \tag{3.2}$$

Deformațiile eliptice ($r=2$) nu apar în cazul în care :

$$Z_1 - Z_2 \neq \begin{cases} 2 \\ 2p \pm 2 \end{cases} \tag{3.3}$$

Deformațiile triunghiulare ale jugurilor ($r=3$) se evită dacă :

$$Z_1 - Z_2 \neq \begin{cases} 3 \\ 2p \pm 3 \end{cases} \tag{3.4}$$

Pornind de la aceste concluzii se pot stabili tabele, de forma celor date în [2], unde pentru diferite valori ale numerelor de crestături statorice se pot determina numerele de crestături rotorice favorabile din punct de vedere al zgomotului magnetic.

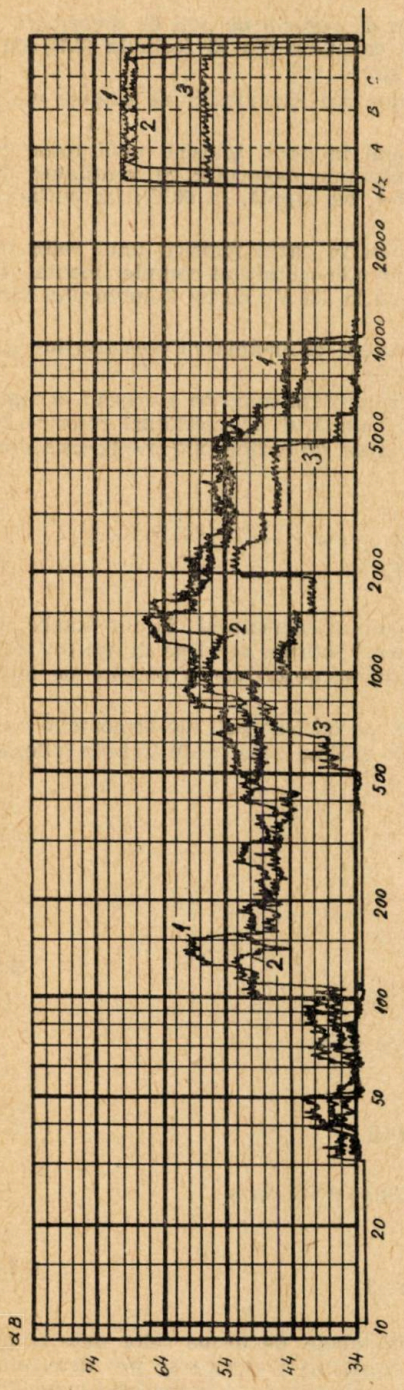

dB
74
64
54
44
34
10
20
50
100
200
500
1000
2000
5000
10000
20000
Hz
A
B
C
1
2
3

Fig. 3.

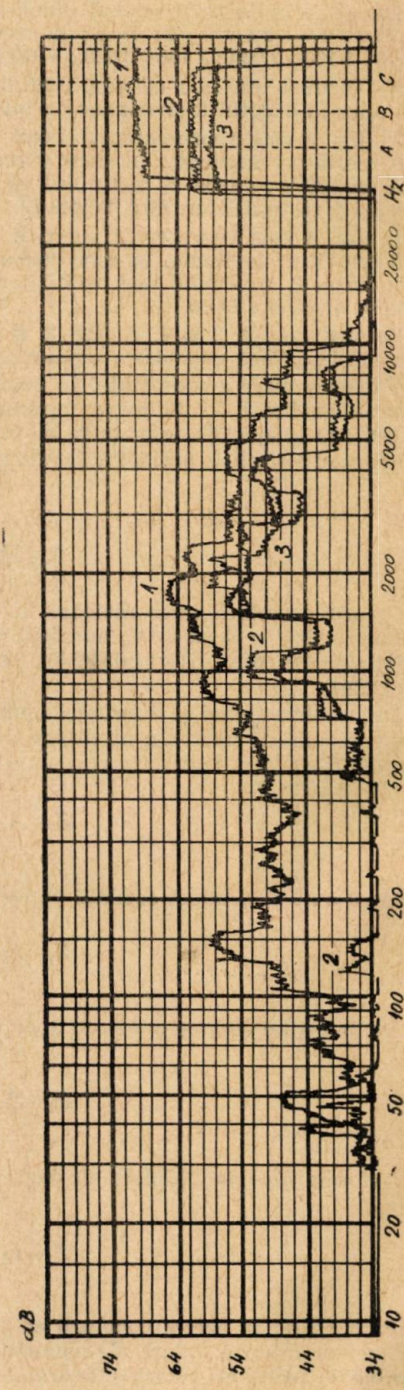

dB
74
64
54
44
34
10
20
50
100
200
500
1000
2000
5000
10000
20000
Hz
A
B
C
1
2
3

Fig. 4.

BIBLIOGRAFIE

1. Bichir I. N., Vînaru L. C., Metode practice pentru măsurarea zgomotului mașinilor electrice rotative. Electrotehnica 11, nr. 11—12, 1963.
2. Jordan H., *Geräuscharme Elektromotoren.* Girardet Essen, 1950.
3. Vasilievici A., Asupra cauzelor zgomotului magnetic al mașinilor de inducție cu rotorul în scurtcircuit. Buletinul științific și tehnic al Inst. Polit. Timișoara Tomul 10 (24), fasc. 2, p. 607.

ВЛИЯНИЕ ОТНОШЕНИЯ МЕЖДУ ЧИСЛОМ СТАТОРНЫХ И РОТОРНЫХ НАРЕЗОВ НА МАГНИТНЫЙ ШУМ ИНДУКТИВНЫХ МАШИН С КОРОТКОЗАМКНУТЫМ РОТОРОМ

(РЕЗЮМЕ)

Установлено, что выбор отношения числа статорных и роторных нарезов существенно влияет на магнитный шум индуктивных машин. Приводятся условия безшумной работы. Опытные исследования проведенные на двигателя в 0,4 квт с заменяемыми роторами позволяют установить причины появления шумов магнитного происхождения. Приводятся также оптимальные отношения между статорными и роторными нарезами для которых магнитные шумы минимальны.

DER EINFLUSS DER VERHÄLTNISSES DER NUTENZAHL DES STÄNDERS UND DES LÄUFERS AUF DAS ELEKTROMAGNETISCHE GERÄUSCH DER INDUKTIONSMASCHINEN MIT KURZSCHLUSSANKER

(ZUSAMMENFASSUNG)

Mit der Feststellung, dass die entsprechende Wahl des Verhältnisses der Ständer und Läufernutenzahl, einen massgebenden Einfluss auf das magnetische Geräusch der Induktionsmaschinen hat, werden die Bedingungen bestimmt, in welchen man geräuschlose Maschinen erhalten kann. Experimentelle Versuche an einem 0,4 kW Motor mit auswechselbarem Läufer, erlauben den Nachweis der Ursachen, welche zum Erscheinen des Geräusches elektromagnetischen Ursprungs führen. Es werden die optimalen Verhältnisse der Ständernutenzahlen und Läufernutenzahlen angegeben, denen das geringste magnetische Geräusch entspricht.